

Lenkregler für Fahrzeuge mit hoher Schwerpunktlage

Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Klaus Peter Jaschke

aus Weiden i. d. OPf.

Eingereicht am:	14. März 2002
Mündliche Prüfung am:	12. Juni 2002
Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. W. Schumacher
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. H.-H. Harms

2002

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Regelungstechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig.

Mein Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Walter Schumacher, dem Leiter des Instituts für Regelungstechnik, der diese Arbeit förderte und mir beim Umgang mit den Projektpartner und auch der Projektdurchführung immer freie Hand lies.

Für die Übernahme der Mitberichterstattung danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Hans-Heinrich Harms. Herrn Prof. em. Dr.-Ing. Dr. h.c. Werner Leonhard danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Darüberhinaus möchte ich allen aktiven und ehemaligen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern und Studentinnen und Studenten am Institut danken, die mit ihrer fachlichen, verwaltungstechnischen und persönlichen Unterstützung zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Ganz besonderer Dank gilt meiner Schwester Ute und meinem Schwager Uwe für die Korrektur der Arbeit.

Seitens der Industrie möchte ich mich bei der Firma Alstom für das Projekt und die gute Zusammenarbeit während der Projektphase in London bedanken. Mein Dank gilt neben den Herrn Werner Binder und Andreas Kister auch Frau Michaela Brown. Herrn Graeme Brindle danke ich für die gute Unterstützung und sein immer offenes Ohr. Vielen Dank auch Herrn Jean-Marie Boegler für die handwerkliche Unterstützung. Des Weiteren gilt mein Dank London Transport, namentlich Frau Jule Boyle und der Werkstatt mit dem Team um Herrn Dave Ashley für die sehr gute Kooperation. Last but not least danke ich den beiden Busfahrern Terry und Richard für das gute Teamwork und die freiwilligen Überstunden.

Für Katja und meine Familie.

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	IX
1 Einleitung	1
1.1 Überblick	1
1.2 Zielsetzung und Durchführung	3
2 Aufbau der Strecke und der Fahrzeuge	7
2.1 Grundprinzip Leitdrahtführung	7
2.2 Leitdrahtverlegung	7
2.3 Antenne	9
2.4 Versuchsstrecke	11
2.5 Aufspuren	12
2.6 Versuchsfahrzeuge	12
3 Einspurmodell	15
3.1 Allgemeines	15
3.2 Zustandsgleichungen für das Einspurmodell	18
3.2.1 Herleitung der Zustandsgleichungen für das Fahrzeug	18
3.2.2 Zustandsgleichungen der Servohydraulik	19
3.2.3 Lenkelastizität und Reifennachlauf	20
3.2.4 Zustandsgleichung der Querabweichungsbeschleunigung	21
3.2.5 Zustandsmatrixgleichungen der Strecke	23
3.3 Streckenbeschreibung VW Caravelle	25
4 Wankmodell	27
4.1 Zweispurmodell	27
4.2 Wanken	28
4.2.1 Modell der Wankdynamik	29
5 Mehrkörpersysteme	33
5.1 Elemente von Mehrkörpersystemen	34
5.2 Kinematische Grundlagen	34
5.2.1 Koordinatensysteme	34
5.2.2 Kinematik starrer Körper im raumfesten Bezugssystem	35
5.2.3 Kinematik starrer Körper im bewegten Referenzsystem	38
5.2.4 Kinematik der Mehrkörpersysteme	40

5.3	Kinetische Grundlagen	41
5.3.1	Bewegungsgleichungen für Mehrkörpersysteme	42
5.3.2	Kinematische Schleifen	44
5.4	Fahrzeugbeschreibung VW Caravelle	44
5.5	Modellbildung mit Simpack	45
5.6	Weiterverarbeitung des Modells in Matlab	47
6	Reifenmodelle	49
6.1	Radmodell	49
6.2	Reifeneigenschaften	50
6.3	Magic Tyre Formula	53
6.3.1	Stationäre Kräfte und Momente	53
6.4	HSRI Reifenmodell	58
6.4.1	Stationäre Kräfte und Momente	58
6.4.2	Dynamisches Verhalten	62
6.5	Vergleich der Reifenmodelle	62
7	Regelungstechnische Analyse und Modellvergleich	65
7.1	Modellunsicherheiten	65
7.1.1	Unstrukturierte Modellunsicherheiten	67
7.1.2	Strukturierte Modellunsicherheiten	68
7.1.3	Lineare fraktionale Transformation (LFT)	69
7.2	Unsicherheiten der Fahrzeugmodellierung beim Niederfleromnibus	71
7.3	VW Caravelle	75
7.3.1	Modellvergleich MKS-Modell – Einspurmodell 5. Ordnung	76
7.3.2	Modellvergleich Einspurmodell 4. Ordnung – Simpack -Modell	78
7.4	Vergleich Mehrkörpermodell – Einspurmodell	82
8	Reglerauslegung	85
8.1	Darstellungsformen des Übertragungsverhaltens	85
8.1.1	Gebrochen rationale Übertragungsfunktion	85
8.1.2	Regelungsnormalform	86
8.2	Reglerauslegung	87
8.3	PDT-Regler	88
8.4	Robuste Regler	91
8.5	H ₂ -Regler	92
8.5.1	Normen	92
8.5.2	LQR-Problem	93
8.5.3	Berechnung des diskreten H ₂ -Reglers mit Matlab	94
9	H₂-Reglerauslegung und Stabilitätsuntersuchungen für die Leitdrahtspurführung	97
9.1	Bestimmung der Bewertungskoeffizienten	97
9.2	Parametersatz 1 für Geschwindigkeiten von 5 bis 20 km/h	98
9.3	Parametersätze für Geschwindigkeiten über 20 km/h	100
9.3.1	Parametersatz 2 für Geschwindigkeiten bis 25 km/h	101
9.3.2	Parametersatz 3 für Geschwindigkeiten bis 30 km/h	101

9.3.3	Parametersatz 4 für Geschwindigkeiten bis 40 km/h	104
9.3.4	Parametersatz 5 für Geschwindigkeiten über 40 km/h	105
9.4	Loop-Parametersatz	107
9.5	Parameternachführung	108
10	Ergebnisse von den Testfahrten	111
10.1	Messergebnisse allgemein	111
10.1.1	Wendeschleife	111
10.1.2	Bushaltstellen	115
10.1.3	40-m-Kurve und 42-m-Kurve	117
10.2	Einfluss der Massenverteilung	118
11	Ausblick	121
11.1	Modellverbesserungen	121
11.1.1	Reifenparameter	121
11.1.2	Identifikation der Fahrzeugparameter	122
11.2	Reglerverbesserungen	128
11.2.1	Gierratenrückführung	128
11.2.2	Streckenlängsinformation	129
11.3	Hinweise für die Praxis	130
12	Zusammenfassung	133
A	Fahrzeugdaten	135
A.1	Niederflur Omnibus SB 220	135
A.1.1	Zusammenfassung der Streckenparameter	137
A.2	Fahrzeugdaten VW Caravelle T4	138
B	Matlab und Simulink	141
B.1	Einspurmodell in Matlab	141
C	Reifenmodelle	145
C.1	Magic Tyre Formula – Delft Tyre	145
C.2	Modellparameter des Magic Formula Modells	152
C.3	Reifenkennlinien	155
C.3.1	Magic Tyre Formula	155
C.3.2	HSRI Reifenmodell	158
D	Quellcode C	161
D.1	Regler in Regelungsnormalform mit Begrenzungen	161
	Literatur	163

Symbolverzeichnis

Allgemein

F	Kraft
M	Moment
T	Abtastrate, Periodendauer bzw. Zeitkonstante
f	Frequenz, Anzahl der Freiheitsgrade (MKS)
t	Zeit
ω	Kreisfrequenz

Fahrzeugmodelle

A	Querspanntfläche
\mathbf{E}	Einheitsmatrix
F_x	Vortriebskraft
F_y	Seitenkraft
F_z	Aufstandskraft
F_L	Luftwiderstand
\mathbf{I}	Trägheitstensor
J	Trägheitsmoment
M_{roll}	Rollwiderstandsmoment
U	Abrollumfang
c	Seitenkraftbeiwert pro Reifen
c'	effektive Seitensteifigkeit
c^*	genäherte Federkonstante einer Achse
c_L	Lenkelastizität
c_W	c_W -Wert (Luftwiderstandsbeiwert)
d	Dämpferkonstante
d^*	genäherte Dämpferkonstante einer Achse
e_{SP}	Abstand Druckpunkt zum Schwerpunkt
g	Erdbeschleunigung
h_{RA}	Abstand Schwerpunkt zum Wankzentrum
i	Trägheitsradius

i_L	Lenkübersetzung
l	Achsabstand
$l_{V,H}$	Abstand vom Schwerpunkt zum Vorderrad bzw. Hinterrad
l_s	Abstand vom Schwerpunkt zum Sensor
l'	verschobener Kraftangriffspunkt
m	Masse des Fahrzeugs
m_A	Aufbaumasse
$m_{V,H}$	ungefederte Masse
n	Reifennachlauf
r_k	Krümmungsradius
r_{dyn}	dynamischer Halbmesser
s	Spurweite
v	Geschwindigkeit
y	Querabweichung
Θ_F	Summendrehsfederkonstanten
Θ_D	Summendrehdämpferkonstanten
$\bar{\Theta}$	Gleichanteil
α	Schräglaufwinkel
β	Schwimmwinkel
δ	Lenkwinkel bzw. Radeinschlag
ϕ	Nickwinkel
κ	Wankwinkel
μ	Kraftschlussbeiwert
ψ	Gierwinkel
ϱ	Bahnkrümmung ($= 1/r_k$)
ρ	Luftdichte, Koordinate

System- und regelungstechnische Größen

A_R	Amplitudenrand
A	Systemmatrix
B	Eingangsmatrix
C	Ausgangsmatrix
D	Durchgangsmatrix
I	Einheitsmatrix
W	Gewichtungsmatrix
Δ	Unsicherheitsmatrix
e	Einheitsvektor
p	Ausgangsvektor LFT
s	Eingangsvektor LFT

\mathbf{u}	Eingangsvektor
\mathbf{x}	Zustandsvektor
\mathbf{y}	Ausgangsvektor
G	Übertragungsfunktion
G_0	Nominelle Streckenübertragungsfunktion
K	Reglerübertragungsfunktion
K_s	Reglerverstärkung
S	Empfindlichkeitsfunktion
T_i	Zeitkonstante, $i \in \mathbb{N}_0$
a	Nennerparameter
b	Zählerparameter
d	Störgröße
e	Regeldifferenz
p	Pole
s	Laplacevariable
u	Stellgröße
w	Führungsgröße
y	Ausgangsgröße
z	Nullstellen, Verschieboperator
γ, δ	Wichtungsfaktoren
Δ	Unsicherheit
Δ	Unsicherheitsmatrix
Φ	Phase
Φ_R	Phasenreserve

Reifenmodelle

F_x	Längskraft
F_y	Querkraft
F_z	Vertikalkraft
M_z	Rückstellmoment
U	Abrollumfang
S	Umfangsschlupf
$S_{x,y}$	Verschiebung
c_S	Schlupfteifigkeit
c_α	Schräglaufsteifigkeit
n_R	Reifennachlauf
t	Reifennachlauf (MTF)
v_g	Gleitgeschwindigkeit
v_r	Rollgeschwindigkeit

v_s	Schlupfgeschwindigkeit
γ	Sturzwinkel
κ	Längsschlupf (MTF)
λ	Schlupf

Indizes

CAN	CAN-Bus
D	Dämpfer
F	Feder
H	Hinterrad bzw. Hinterachse
L	Lenkung
R	Rad, Reifen
S	Schwerpunkt
S	Stabilisator
V	Vorderrad bzw. Vorderachse
a	additiv
dyn	dynamisch
h	horizontal
i, j	Zählindex
l	links
m	Messgröße, multiplikativ
r	rechts
s	Strecke
t	Bahntangente, Reifennachlauf (MTF)
v	vertikal
x	x-Koordinate
y	y-Koordinate
z	z-Koordinate

1 Einleitung

1.1 Überblick

Die Automatisierung von Kraftfahrzeugen ist in den letzten Jahren immer weiter vorangeschritten. So werden neben den bekannten Systemen Anti-Blockier-System (ABS), Antriebs-Schlupf-Regelung (ASR) und Elektronisches-Stabilitäts-Programm (ESP) immer mehr Fahrerassistenzsysteme, wie Abstandswarner, etc. auf den Markt gebracht und teilweise serienmäßig in Personenkraftwagen ausgeliefert. Im Pkw-Bereich gibt es erste Ansätze Fahrzeuge fahrerlos zu fahren. Einen Beitrag hierzu liefert die Technische Universität Braunschweig in ihrem Projekt „Autonomes Fahren“ in Kooperation mit Volkswagen und mehreren Industriepartnern [59, 60]. Hierbei ging es um Dauertests von Serienfahrzeugen auf abgeschlossenen Versuchsgeländen, wobei der Fahrer durch einen Roboter substituiert wurde und das Fahrzeug autonom über den gegebenen Testparcours fuhr. Die Geschwindigkeit und die Lenkung wurden über einen Computer beeinflusst und über einen Fahrroboter auf die vorhandene Fahrzeugperipherie gegeben.

In diesem Zusammenhang gibt es eine Vielzahl von Veröffentlichungen im Bereich Spurführung und Lenkregelungen von Personenkraftwagen, hingegen gibt es im Bereich Nutzkraftwagen nur wenige Untersuchungen. Erstere können allerdings nur teilweise auf das Verhalten von Omnibussen übertragen werden, da dort die Schwerpunkte sehr viel niedriger liegen und sich somit das Fahrverhalten nur bedingt übertragen lässt. Mehrere dieser Veröffentlichungen beschreiben positive Effekte auf die Querregelung von Personenkraftwagen bei einer Rückführung zusätzlicher Fahrzeugzustandsgrößen, wie z. B. die Drehung um die Hochachse oder das Wanken des Fahrzeugs [4, 9, 13, 14, 24].

Im Gegensatz zu Fahrerassistenzsystemen im Pkw-Bereich, werden sie bei Omnibussen im Linienverkehr eher selten eingesetzt. So gehören ABS und inzwischen teilweise auch ASR zur Standardausrüstung eines Omnibusses, jedoch existieren keine Unterstützungssysteme für den Fahrer bei der Annäherung an Bushaltestellen oder das Durchfahren enger Kurven.

Es gibt zwar seit über 30 Jahren Ansätze zur Automatisierung von Kraftfahrzeugen durch Spurführungssystem [74], jedoch befindet sich bis heute kein System serienmäßig im Einsatz. Zur Zeit arbeiten die folgenden europäischen Firmen Alstom, Matra, Siemens und Frog an Spurführungssystemen für Omnibusse.

Ziel eines Spurführungssystems für Omnibusse im Linienverkehr ist die aktive Unterstützung des Fahrers bei anstrengenden Manövern, wie z. B. der Annäherung an Bushaltestellen in einem sehr geringen Abstand, um das Ein- und Aussteigen für die Passagiere möglichst komfortabel zu gestalten. Darüberhinaus erscheint es sinnvoll, den Fahrer bei engen Kurven zu unterstützen und ihm durch eine Lenkregelung die Kurbelarbeit am Lenkrad abzunehmen. Es ist aber auch vorstellbar, Teilstrecken im Linienverkehr ohne Lenkeingriffe des Fahrers zu befahren und ihn somit zu entlasten. Der Fahrer soll nicht ersetzt werden, sondern er behält die Hoheit über den Omnibus und gibt die Fahrgeschwindigkeit selbständig vor. Er dient sozusagen als Überwachungsinstanz für das Spurführungssystem und kann in Notsituationen den Bus manuell fahren, z. B. kann er bei einem Hindernis auf der Fahrbahn den Bus anhalten oder den Leitdraht verlassen und das Hindernis umfahren.

Zur Realisierung von Spurführungssystemen wurden in den letzten Jahrzehnten unterschiedliche Spurführungskonzepte für Omnibusse entwickelt [13, 28]. So gibt es neben mechanischen Ansätzen auch optische und magnetische Spurführungssysteme. Mechanische Spurführung bedeutet, dass der Abstand des Fahrzeugs über eine mechanische Abstandsmessung gegenüber einer Leitschiene aus Stahl oder Beton am Straßenrand gemessen wird und über diese Messung die Lenkvorgabe erfolgt. Bei den optischen Systemen misst man in der Regel über ein Kamerasystem den Abstand zur Mittellinie bzw. zur Seitenbegrenzungslinie. Für magnetische Spurführungssysteme gibt es zwei Konzepte, einerseits mit einem Leitdraht und andererseits mit Magnetnägeln, die in die Fahrbahn eingebracht werden.

Aufgrund der Witterungsanfälligkeit der optischen Systeme und des infrastrukturellen Aufwands für mechanische Spurführungssysteme, wird in der vorliegenden Arbeit ein magnetisches Spurführungssystem mit einem Leitdraht betrachtet. Hierfür wird in der Fahrbahn ein Leitdraht verlegt und mit einem Frequenzgenerator bestromt. Eine Antenne am Fahrzeug misst das Feld und die nachgeschaltete Elektronik berechnet hieraus den Abstand des Busses vom Leitdraht. In den siebziger Jahren wurde für dieses Konzept eine Feldstudie in Fürth von den Firmen MAN und Mercedes durchgeführt [13, 28]. Es existieren keine Veröffentlichungen über das Regelungskonzept oder Ergebnisse der Erprobungsfahrten.

Beim Konzept der Felderzeugung durch Magnetnägeln werden aktive oder passive magnetische Sender in die Fahrbahnoberfläche gesetzt [61]. Eine Antenne detektiert wiederum das magnetische Feld. Diese so genannte Magnetnagelführung wird von der Firma Frog favorisiert.

Man erwartet die Einführung von magnetischen Spurführungssystemen im Linienbusverkehr in den nächsten Jahren in Frankreich oder Holland.

Neben der Fahrerassistenz und somit der Entlastung des Busfahrers, stehen Spurführungssystemen im öffentlichen Nahverkehr noch weitere Möglichkeiten offen. Als Beispiele seien nur der Bau enger Busspuren oder das Mitbenutzen von Straßenbahnkorridoren genannt. Als positiver Aspekt muss auch gesehen werden, dass die Flexibilität eines normalen Omnibusses durch eine Spurführung nicht eingeschränkt, sondern eher erweitert wird. So können z. B. mit Hilfe der Spurführung schmale Tunnel durchfahren werden, aber die Fahrzeuge auch ohne Einschränkung im alltäglichen, nichtspurgeführten Betrieb eingesetzt werden.

Betriebswirtschaftlich seien die geringeren Kosten im Vergleich zum Verlegen von Straßbahnschienen erwähnt. Durch moderne Teer- oder Betonfrästechniken ist eine Mitbenutzung der vorhandenen Infrastruktur ohne hohen Kostenaufwand möglich.

1.2 Zielsetzung und Durchführung

In der vorliegenden Arbeit wurden mehrere Busse von „London Transport“ für ein magnetisches Leitdrahtspurführungssystem ausgerüstet. Die Spurführungsstrecke wurde als reine Busspur, die für den öffentlichen Verkehr gesperrt war, mit einer Länge von 2200 Metern aufgebaut. Der Lenkregler musste so implementiert werden, dass die 3 Bushaltestellen möglichst dicht spurgeführt, also ohne Eingriff des Fahrers, angefahren werden konnten. Darüber hinaus zeichnete sich die Strecke durch Kurven mit Radien zwischen 10 und 120 Metern aus, die komfortabel durchfahren werden konnten.

Aufgrund der in den Bussen realisierten minimalen Sensorik, erfolgte neben einer Messung der Fahrzeuggeschwindigkeit nur eine Bestimmung der Querabweichung von der Leitdrahtmittellinie. Im Gegensatz hierzu wurde im Projekt „Autonomes Fahren“ mit einer Vielzahl von Sensoren gearbeitet, mit denen neben der Längs- und Querposition des Fahrzeugs auf der Fahrbahn auch die Kippwinkel und weitere Zusatzinformationen über das Fahrzeug bestimmt werden konnten.

Der Lenkregler des Omnibusses musste für die gesamte Strecke folgende Aufgaben erfüllen:

- Aufspuren auf den Leitdraht bei Geschwindigkeiten bis 10 km/h.
- Durchfahren der gesamten Strecke mit einem maximalen Abstand von der Leitdrahtmittellinie von ± 25 cm. Hierbei gelten für die Kurven Geschwindigkeitsbeschränkungen.

gen, damit die Querschleunigung des Fahrzeugs in den Kurven für die Fahrzeuginsassen nicht unkomfortabel wird.

- Anfahren der Bushaltestellen mit einer maximalen Geschwindigkeit von 10 km/h, wobei der Abstand von der Türeinstiegskante zum Bordstein maximal 6 cm betragen durfte, sowie ein sicheres Verlassen der Bushaltestellen aufgrund des geringen Abstands zum Bordstein.

Für diese Aufgaben wurde ein Lenkregler entworfen, implementiert und verifiziert. Im Rahmen einer Kooperation mit der Firma Alstom wurde der experimentelle Teil der Arbeit, insbesondere die Reglerimplementierung, bei Versuchsfahren in Eindhoven und London durchgeführt.

Der Fahrer hatte in dem hier implementierten Leitdrahtspurführungskonzept neben der Aufgabe der Längsregelung, also dem Beschleunigen, Bremsen und Halten an den Bushaltestellen, auch die oberste Überwachungsfunktion. Er musste entscheiden, ob er bei kritischen Situationen, z. B. einem Gegenstand auf der Fahrbahn, über das Objekt fährt, den Bus anhält oder die Leitdrahtführung abschaltet und manuell das Hindernis umfährt. Ebenso war er bei Fehlern der Lenkregelung, der Hydraulik oder anderen Komponenten der oberster Entscheidungsträger, er konnte also jederzeit auf den manuellen Busbetrieb übergehen und die Spurführung, falls von ihm für nötig befunden, abschalten.

Bei dem implementierten Regler handelt es sich um einen Regler, der eine mathematische Norm minimiert. Im speziellen Fall eine 2-Norm, daher wird er H_2 -Regler genannt. Der Regler berechnet aus der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit und der Querabweichung des Busses von der Leitdrahtmittellinie eine Lenkungs Korrektur und gibt diese auf die Lenkhydraulik aus.

Anspruchsvoll sind hierbei insbesondere die konträren Anforderungen an den Regler im Geschwindigkeitsbereich bis 10 km/h. In diesem Bereich muss das Aufspuren, das An- und Durchfahren der Bushaltestellen und der Wendeschleifen (10-m- und 12-m-Radien) mit engen Radien sichergestellt werden. Da keine Längsinformation über den Aufenthaltsort des Busses auf der Strecke zur Verfügung steht, muss der Regler bis 10 km/h folgende Eigenschaften vereinigen:

- Aufspuren: Beim Aufspuren, also dem Einschalten des Spurführungssystems und dem Auffahren auf den Leitdraht, muss die Lenkbewegung mäßig erfolgen. Zwar muss der Bus durch den Regler auf die Mitte des Leitdrahts geführt werden, jedoch darf der Komfort der Passagiere nicht negativ beeinflusst werden.

- Bushaltestellen: Die Bushaltestellen werden ebenfalls mit bis zu 10 km/h angefahren. Hierbei ist es wichtig, dass der maximale Abstand vom Bordstein von 6 cm nicht über- und auch ein Mindestabstand zum Bordstein nicht unterschritten wird. Der Regler muss hier also schnell, aber nicht mit zu großen Lenkbewegungen auf Querabweichungen reagieren.
- Kurven: Insbesondere die Wendeschleife der Teststrecke ist durch sehr kleine Kurvenradien gekennzeichnet. Dementsprechend muss hier eine schnelle Lenkbewegung erfolgen, damit der Bus dem Leitdraht folgen kann. Problematisch ist dabei der Kurvenübergang in eine Gerade oder eine Kurve in die andere Richtung, da hier innerhalb einer sehr kurzen Fahrstrecke das Lenkrad um mehrere Umdrehungen bzw. die Räder um mehrere 10 Grad gedreht werden müssen.

Neben den praktischen Fahrversuchen wurden weiterführende Simulationen mit dem Mehrkörpersimulationsprogramm **Simpack** durchgeführt, um Rückschlüsse auf das querdynamische Verhalten bei höheren Geschwindigkeiten zu erhalten. Dieser Teil der Untersuchungen erfolgte am Beispiel eines Volkswagen Caravelle T4. Die Querdynamik unterscheidet sich durch seine hohe Schwerpunktlage von „normalen“ Personenkraftwagen deutlich und ist daher näherungsweise mit der eines Omnibusses zu vergleichen. Für den VW Caravelle T4 stehen mehr Fahrzeugdaten und -parameter als für den Niederfleromnibus zur Verfügung. Mit diesen zusätzlichen Daten ist eine ausführliche Analyse durch einen Modellvergleich zwischen dem Einspurmodell und einem in **Simpack** aufgebauten Mehrkörpermodell für höhere Geschwindigkeiten möglich.

2 Aufbau der Strecke und der Fahrzeuge

2.1 Grundprinzip Leitdrahtführung

Das Grundprinzip der Leitdrahtführung wird in diesem Abschnitt vorgestellt. Ein erfolgreicher Einsatz von Leitdrahtführungen existiert bereits für niedrige Geschwindigkeiten bei fahrerlosen Transportsystemen. Die Führung der Servicefahrzeuge des Eurotunnels erfolgt sogar bei Geschwindigkeiten bis zu 80 km/h nach dem gleichen Grundprinzip. Im Bild 2.2 erkennt man neben zwei Servicefahrzeugen auch die gefrästen Rillen in der Fahrbahn, in der die Leitdrähte verlegt sind.

Eine Antenne im Fahrzeug misst das magnetische Feld, das durch den Leitdraht hervorgerufen wird. Die nachgeschaltete Messsensorik filtert die Antennensignale und berechnet hieraus die Querabweichung des Fahrzeugs.

2.2 Leitdrahtverlegung

Die Querabweichung des Omnibusses wird durch ein magnetisches Feld detektiert. Hierzu wird im Boden ein Leitdraht, genaugenommen zwei Kabel, verlegt (Bild 2.1). Dies kann, je nach Straßenbelag, auf unterschiedliche Weise erfolgen. Bei bestehenden Teer- oder Betondecken besteht die Möglichkeit einer Rillenfräsung mit anschließender Verlegung des Leitdrahts. Diese Technik wurde z. B. im Eurotunnel angewandt. Im Bild 2.2 erkennt man unter dem linken Fahrzeug die gefräste Leitdrahtverlegung.

Im Falle der Versuchsstrecke in London wurde der Leitdraht vor der Verbundpflasterung der Strecke im Unterbau der Straße verlegt. Die Leitdrahtverlegung sieht dann ähnlich dem im

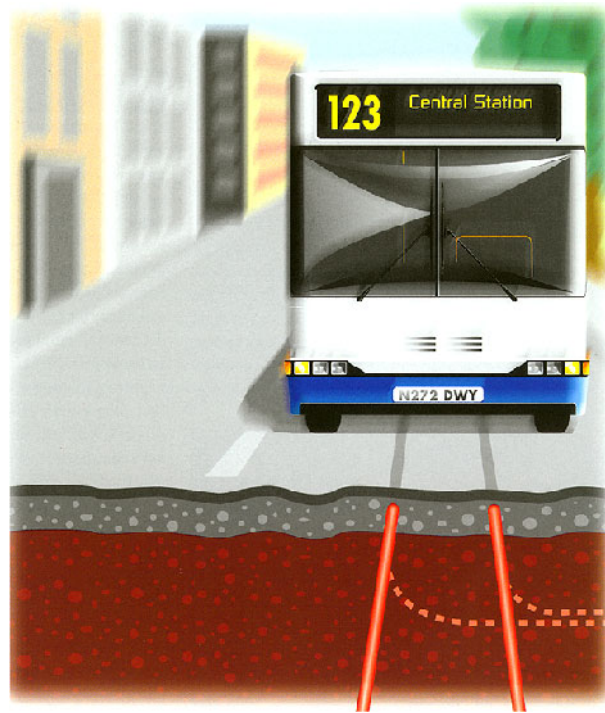


Bild 2.1: Prinzip der Leitdrahtführung

Asphalt verlegten Leitdraht (rot) in Bild 2.1 aus. Für einfache Teststrecken besteht auch die Möglichkeit einer überirdischen Verlegung durch Klebe- oder Krampentechniken auf dem jeweiligen Fahrbahnbelag.

Bei der Drahtverlegung sind mehrere Punkte zu beachten, die hier nur kurz erwähnt seien. Einerseits müssen die Drähte immer den gleichen Abstand zur Straßenoberfläche aufweisen, da Tiefendifferenzen zu Fehlern in der Abstandsmessung führen. Ebenso muss die Parallelität der beiden Leitdrähte einer Richtungsfahrbahn sichergestellt werden. Bei der Drahtverlegung für Kurven ist auf saubere Klothoidenübergänge zu achten. Hier führen Verlegefehler und auch Knicke im Draht zu Regelabweichungen, die Komforteinbußen hervorrufen oder sogar zum Verlassen der Spurführung führen können. Eine Detektion von Erdschlüssen der Kabel ist besonders schwierig. Auf eine fehlerfreie Verlegung muss daher ebenso geachtet werden, wie auf sorgfältiges Arbeiten bei etwaigen Wartungsarbeiten an der Straße.

Zwecks Redundanz wird mit zwei Drähten, die mit unterschiedlichen Frequenzen gespeist werden, gearbeitet. Im Falle der Versuchsstrecken erfolgte die Speisung mit 8 und 10 kHz in der einen Richtung bzw. 9 und 11 kHz in der anderen Richtung. Einerseits besteht so die Möglichkeit, beim Ausfall eines Generators in einen gesicherten Fahrzustand überzugehen. Andererseits, sollte der Ausfall innerhalb einer Haltstelle erfolgen, ist ein sicheres Verlassen



Bild 2.2: Servicefahrzeuge im Eurotunnel [17]

der Haltestelle mit nur einer Frequenz möglich, siehe hierzu Abschnitt 2.4.

2.3 Antenne

Die aktive Antenne im Fahrzeug ist hinter der vorderen Stoßstange montiert und detektiert das magnetische Feld des Leitdrahts. Die Messwerte werden durch eine nachgeschaltete Elektronik gefiltert und anschließend die Querabweichung des Fahrzeugs gegenüber der Drahtmitte berechnet.

Der theoretische Verlauf des Feldes eines Doppelleiters, aufgeteilt in x- und y-Komponenten, ist in Bild 2.3 dargestellt. Die Abweichung wird durch das Verhältnis der x- zur y-Feldkomponente ($\Delta y \approx \frac{H_x}{H_y}$) genähert. Eine Messung im Labor bestätigte, dass die Näherung im Bereich von ± 0.15 m sehr gut ist. Die genäherte Antennenkennlinie in einem äquidistanten Abstand zum Leitdraht für diesen Bereich ist in Bild 2.4 dargestellt.

Der Nullabgleich der Querabweichungsmessung erfolgt im Stillstand. Der Bus wird hierzu auf einer ebenen Straße mit der automatischen Niveauregulierung in das mittlere horizontale Fahrniveau reguliert. Dieser Abgleich erfolgt automatisch. Der Nullpunkt der Querabweichung ergibt sich dann durch das Lot von der Antennenmitte auf die Straßenoberfläche. Durch dieses Messprinzip ergeben sich bei der dynamischen Messung Fehler, da das Feld nicht orthogonal vermessen wird. Winkelfehler aufgrund von Wank- und Nickbewegungen werden nicht berücksichtigt.

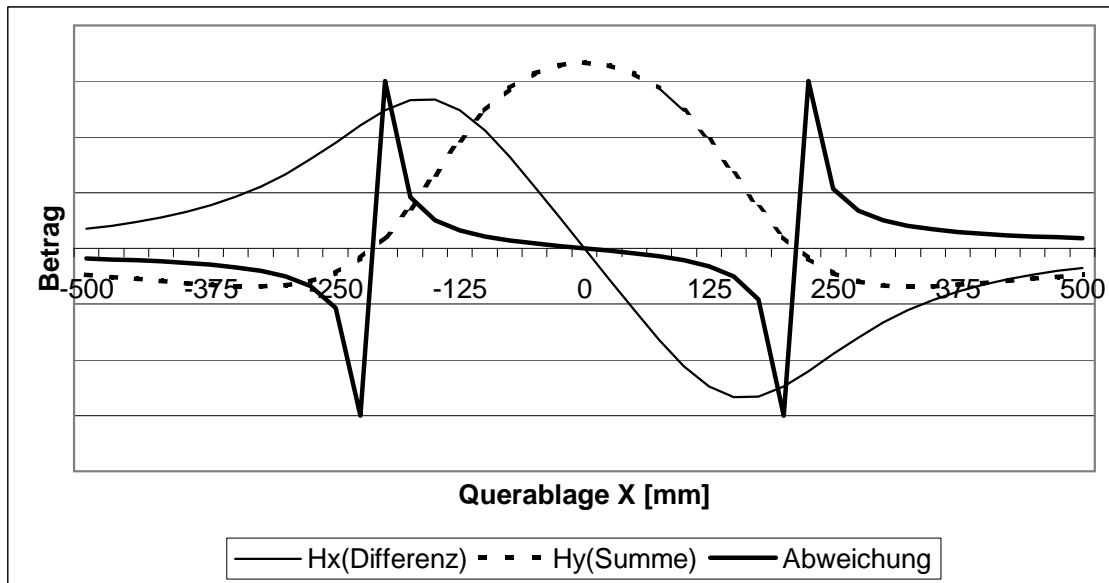


Bild 2.3: Feldverlauf eines Doppelleiters

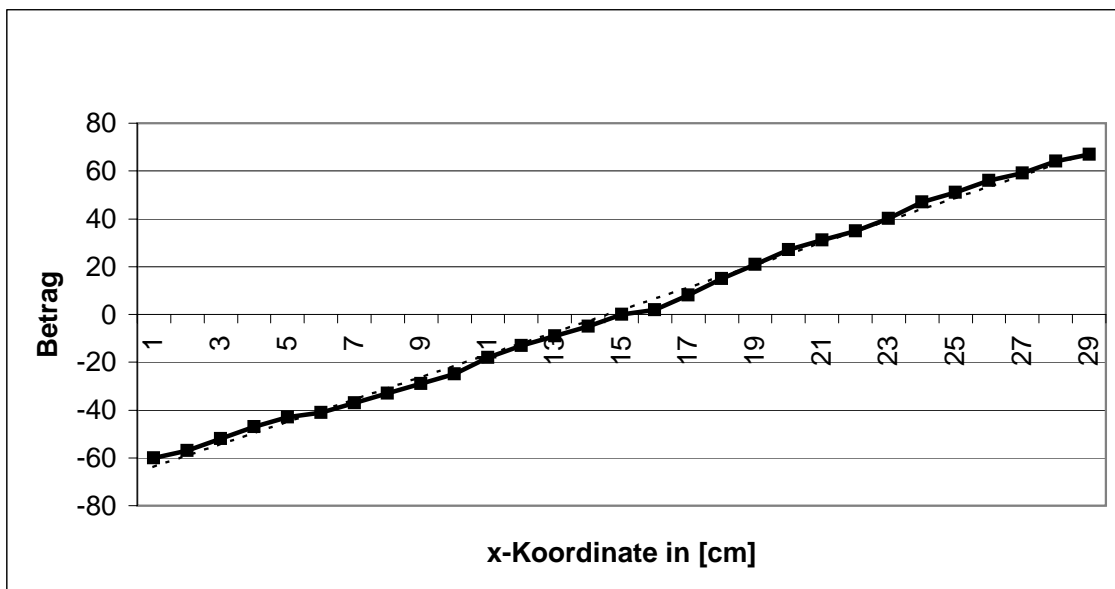


Bild 2.4: Gemessene Antennenkennlinie

2.4 Versuchsstrecke

Die Versuchsstrecke in London hat das in Bild 2.5 abgebildete Streckenlayout. Der Fahrkor-

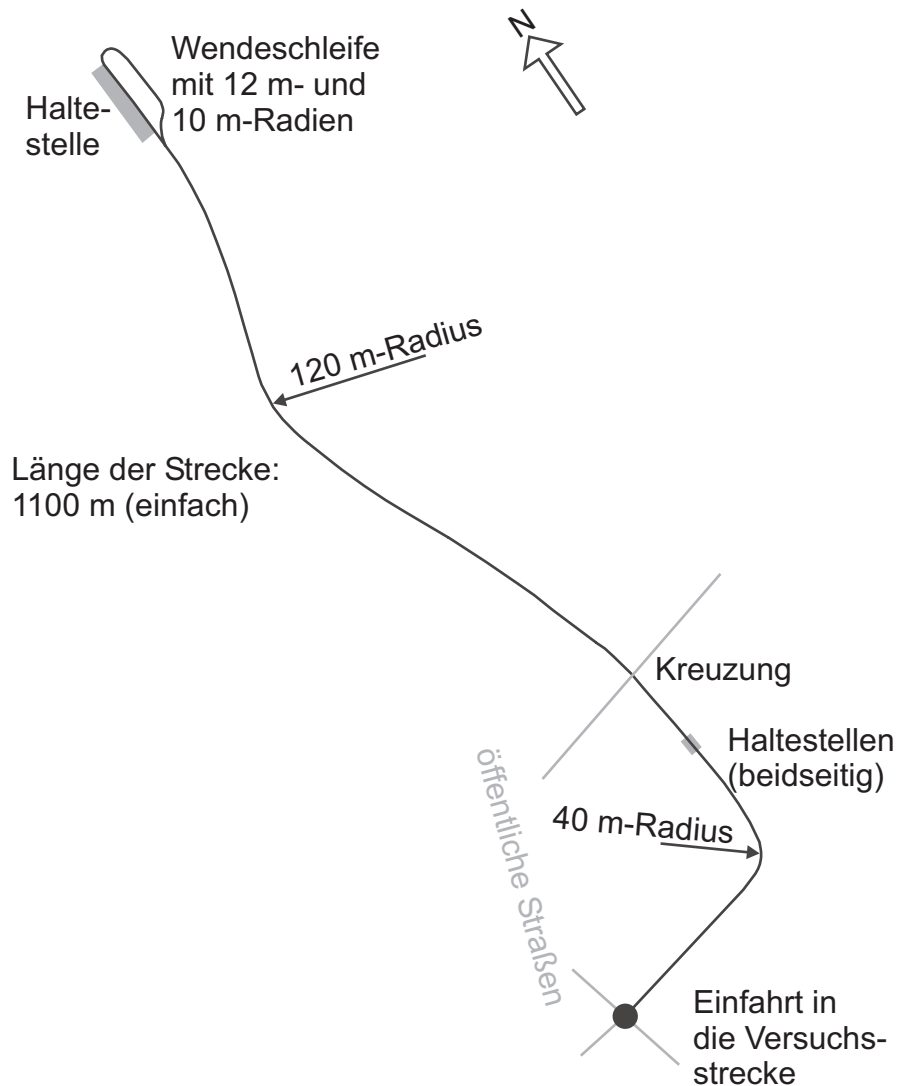


Bild 2.5: Streckenlayout der Versuchsstrecke

ridor besteht aus einer Richtungsfahrbahn je Richtung. Der Leitdraht ist so verlegt, dass spurgeführte Busse sich ohne Risiko passieren können.

Die Versuchsstrecke zeichnet sich durch unterschiedliche Anforderungen an die Leitdrahtführung aus. So existieren Kurven mit unterschiedlichen Radien zwischen 40 und 120 Metern, die mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten durchfahren werden. Für die Kurven mit den Radien 40 m bzw. 42 m in der Gegenrichtung existierte eine Geschwindigkeitsbeschränkung von 20 km/h, für die Kurve mit dem 120-m Radius von 35 km/h.

Die 3 Bushaltestellen an der Strecke werden jeweils aus einer Geraden angefahren. Hierbei gilt eine Geschwindigkeitsbeschränkung von 10 km/h. Die Haltestelle wird in einem Abstand von 30 bis 60 mm angefahren. Gemessen wird der Abstand von der Bordsteinkante zur Einstiegs-kante der Tür. Ein gefahrloses Passieren der Haltestelle ist bei doppelter Geschwindigkeit möglich. Aufgrund des engen Abstands zur Halteplattform ist ein Verlassen der Haltestelle ohne Leitdrahtführung nur für sehr erfahrene Busfahrer möglich. Zur Sicherheit ist der Bordstein an den Bushaltestellen so ausgebildet, dass ein Auffahren auf die Plattform verhindert wird.

Die Wendeschleife im Norden der Strecke zeichnet sich durch einen Kurvenradius von nur 12 m aus. Die Wiedereinfädelung auf die Strecke nach der Wendeschleife erfolgt sogar über eine rechts-links-Kurve mit 10-m Radien und sehr kurzen Klothoidenübergängen. Für die gesamte Wendeschleife gilt eine maximale Geschwindigkeit von 10 km/h.

2.5 Aufspuren

Das Aufspuren auf den Leitdraht erfolgt ebenfalls im unteren Geschwindigkeitsbereich bis 10 km/h. Hieraus ergibt sich eine konträre Anforderung an den Regler, da einerseits eine schnelle Reaktion mit hoher Verstärkung für die Wendeschleife notwendig ist, andererseits beim Aufspuren keine zu extremen Lenkbewegungen erfolgen dürfen.

Das Aufspuren wurde daher einerseits über das Tachosignal und andererseits durch den Ist-Lenk-winkel kontrolliert. Ein Aufspuren auf den Leitdraht ist somit weder bei zu hohen Geschwindigkeiten, noch bei zu steilen Lenkwinkeln möglich.

2.6 Versuchsfahrzeuge

Bei den Versuchsfahrzeugen handelt es sich um Omnibusse basierend auf dem Fahrgestell SB 220 der Firma DAF, Bild 2.6 [11]. Die Fahrgestelle sind in Niederflurtechnik ausgeführt und mit einer Luftfederung und Niveauregulierung ausgerüstet. Der Fahrzeugaufbau von East Lancashire Coachbuilders sowie die Innenausstattung war bei allen Fahrzeugen identisch.

Im Testbetrieb wurden mehrere Niederflurbusse mit Dieselmotoren und 2 Busse mit Flüssig-gasantrieben eingesetzt. Wegen der Gastanks auf dem Dach ergibt sich eine erhöhte Schwer-punktlage dieser Busse. Die Reglerauslegung musste daher zusätzlich robust bezüglich der unterschiedlichen Schwerpunkthöhen erfolgen.



Bild 2.6: Fahrgestell DAF SB 220

Alle Busse wurden mit einer speziellen Lenkhydraulik ausgerüstet, mit der als Stelleingriff die Lenkwinkelgeschwindigkeit direkt auf den Lenkstockhebel übertragen wurde. Der Aktuator wurde samt Steuergerät geliefert und die Ansteuerung des Steuergerätes erfolgte über den CAN-Bus. Die Hydraulikkennlinie wurde im Steuergerät teilweise linearisiert, allerdings zeigten Messungen immer noch eine beträchtliche Nichtlinearität und Divergenzen je nach Versuchsfahrzeug (vgl. Abschnitt 10.1.1). Die Implementierung eines unterlagerten Lenkwinkelregelkreises für die Hydraulik war nicht möglich, da kein Eingriff auf die Ansteuerung der Hydraulik offengelegt werden konnte.

Zur Detektierung des Lenkwinkels wurden alle Lenkungen mit einem Drehpotentiometer und nachgeschalteter Auswerteelektronik ausgerüstet. Die Lenkwinkeldaten stehen ebenfalls, wie die Tachogeschwindigkeit des Busses, über CAN zur Verfügung.

3 Einspurmodell

In diesem Kapitel wird das Einspurmodell eingeführt und alle für die Leitdrahtführung relevanten Größen angegeben. Das Einspurmodell wird für die Lenkreglerauslegung in Kapitel 8 und für den Vergleich mit einem Mehrkörpermodell (Kapitel 5) verwendet.

Zusätzlich zum Niederfleromnibus SB 220 erfolgten einige Simulationen auch für einen VW Bus Caravelle T4. Der VW Bus besitzt ebenfalls – im Vergleich zu „normalen“ Pkw – eine erhöhte Schwerpunktlage. Im Gegensatz zum Niederfleromnibus dient beim VW Bus allerdings nicht die Lenkwinkelgeschwindigkeit als Stellgröße, sondern der Lenkwinkel. Hieraus ergeben sich einige Unterschiede in der Modellierung, die im Abschnitt 3.3 erläutert werden.

Neben der reinen Modellierung stellt sich auch die Frage der Parametergewinnung für das Fahrzeug. Für die Simulation und Reglerauslegung in Kapitel 8 wurden Herstellerangaben verwendet. Jedoch zeigte sich, dass in der Omnibuskonstruktion bzw. -fahrwerksauslegung viele Fahrzeugparameter nur grob abgeschätzt wurden und teilweise selbst den Herstellern unbekannt sind.

3.1 Allgemeines

Zunächst seien die grundsätzlichen Bewegungen eines Fahrzeugs und die verwendeten Koordinatensysteme in Bild 3.1 dargestellt. Man definiert die folgenden Bewegungen [39]:

- Die Drehung um die Längsachse, das so genannte Wanken.
- Die Drehung um die Querachse, das Nicken.
- Die Drehung um die Hochachse, das Gieren oder auch Schleudern genannt.

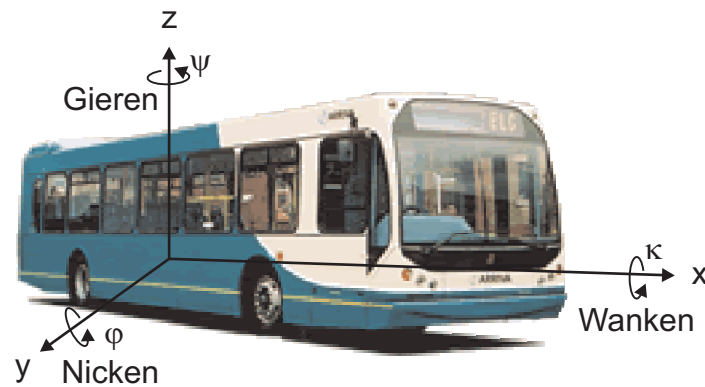


Bild 3.1: Koordinaten und Drehbewegungen an einem Fahrzeug

Als vereinfachtes querdynamisches Modell des Busses wird das Einspurmodell verwendet. Es entsteht dadurch, dass man sich beide Räder einer Achse in der Mitte vereint denkt [13, 54].

Bild 3.2 zeigt ein Einspurmodell mit den angegebenen Größen, Kräften und Momenten. Die Bezeichnungen sind im Symbolverzeichnis definiert.

Für das Einspurmodell gelten folgende Prämissen [41, 68]:

- Der Schwerpunkt des Fahrzeugs liegt in Fahrbahnhöhe. Radlaständerungen treten nicht auf.
- Es tritt kein Wanken des Fahrzeugs auf, da jeweils die Räder einer Achse zu einem Rad zusammengefasst werden.
- Nickbewegungen des Fahrzeugs werden vernachlässigt.
- Das System ist linear, d. h. z. B. ist die Reifenseitenkraft proportional zum Schräglaufwinkel.

Die Bewegung des Fahrzeugschwerpunktes wird durch den Geschwindigkeitsvektor v beschrieben, der mit der Fahrzeuglängsachse den Schwimmwinkel β einschließt. Die Seitenbewegung des Fahrzeugs wird durch $v \cdot \sin \beta$ charakterisiert. Ihr ist eine Gierbewegung um die Hochachse mit der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ überlagert. Schlägt man das Vorderrad um den Winkel δ ein, so entstehen an den Rädern die Schräglaufwinkel α_V und α_H . Diese bewirken die Reifenseitenkräfte $F_{yV,H}$ und leiten somit die Gierbewegung ein.

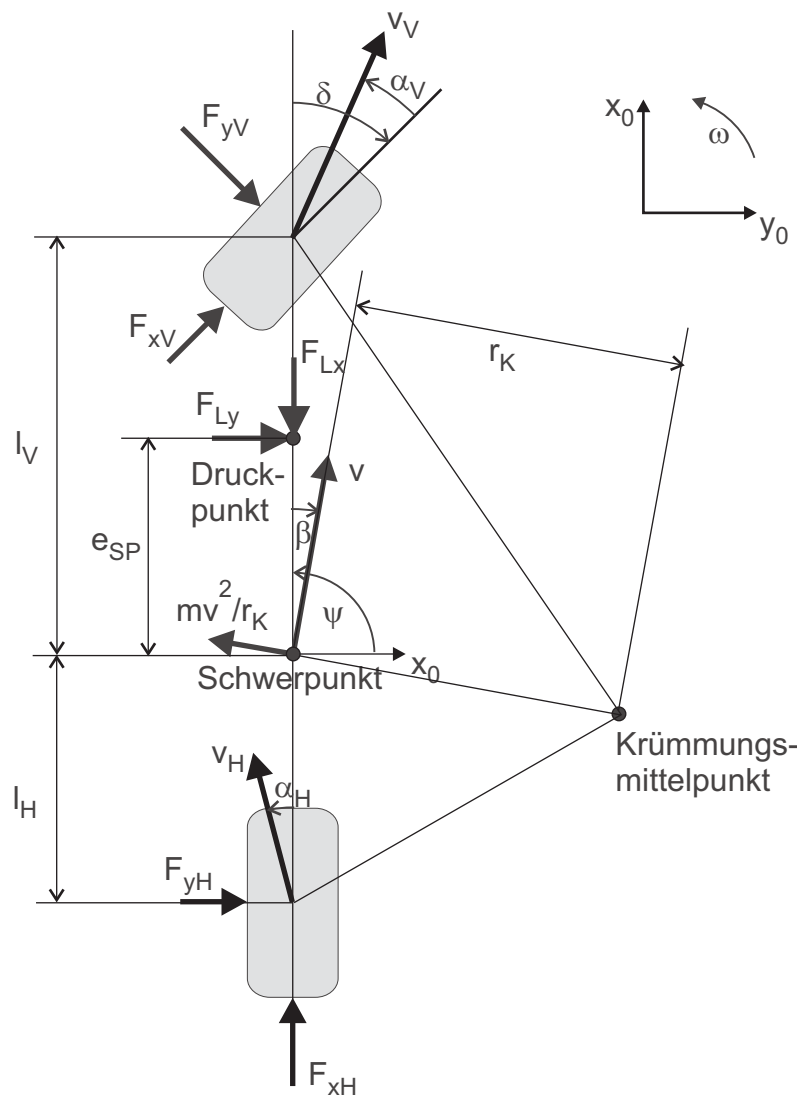


Bild 3.2: Kräfte und kinematische Größen am Einspurmodell

3.2 Zustandsgleichungen für das Einspurmodell

In den folgenden Abschnitten werden die Zustandsgleichungen für das Einspurmodell aus physikalischen Zusammenhängen, Momenten- und Kräftegleichgewichten abgeleitet. Fasst man alle diese Zustandsgleichungen zusammen, erhält man schließlich das Zustandsraummodell der Strecke. Für eine Einführung in die Zustandsraumdarstellung sei auf die einschlägige Literatur verwiesen [20, 36, 63].

3.2.1 Herleitung der Zustandsgleichungen für das Fahrzeug

Ausgehend vom Kräfte- und Momentengleichgewicht um die Hochachse des Fahrzeuges erhält man die folgenden drei Gleichgewichtsgleichungen:

- Kräftegleichgewicht in Fahrzeuginnenrichtung:

$$m \frac{v^2}{\varrho} \sin \beta - m \dot{v} \cos \beta + F_{xH} - F_{Lx} + F_{xV} \cos \delta_V - F_{yV} \sin \delta_V = 0 \quad (3.1)$$

- Kräftegleichgewicht senkrecht zur Fahrzeuginnenachse:

$$m \frac{v^2}{\varrho} \cos \beta + m \dot{v} \sin \beta - F_{yH} + F_{Ly} - F_{xV} \sin \delta_V - F_{yV} \cos \delta_V = 0 \quad (3.2)$$

- Momentengleichgewicht um den Schwerpunkt:

$$J_z \ddot{\psi} - (F_{yV} \cos \delta_V + F_{xV} \sin \delta_V) l_V + F_{yH} l_H + F_{Ly} e_{SP} = 0 \quad (3.3)$$

Der in der Zentripetalbeschleunigung vorkommende Reziprokwert des Krümmungsradius ϱ wird wie folgt substituiert, sodass sich für die Zentripetalbeschleunigung nachfolgende Gleichung ergibt:

$$\frac{v^2}{\varrho} = \frac{v^2}{\frac{v}{\dot{\psi} + \dot{\beta}}} = v (\dot{\psi} + \dot{\beta}) \quad (3.4)$$

Nimmt man kleine Schwimmwinkel an, so lassen sich der Sinus des Schwimmwinkels durch den Winkel selbst ($\sin \beta \approx \beta$) und der Kosinus des Schwimmwinkels näherungsweise durch

eins approximieren ($\cos \beta \approx 1$). Die Seitenkräfte auf die Räder ergeben sich mit den Schräglaufwinkeln

$$\alpha_V = -\beta + \delta_V - l_V \frac{\dot{\psi}}{v} \quad \text{und} \quad \alpha_H = -\beta + l_H \frac{\dot{\psi}}{v} \quad (3.5)$$

zu

$$F_{yV} = c_V \alpha_V \mu \quad \text{und} \quad F_{yH} = c_H \alpha_H \mu. \quad (3.6)$$

Der Luftwiderstand des Fahrzeugs in Längsrichtung

$$F_{Lx} = c_w A \frac{\rho}{2} v^2 \quad (3.7)$$

berechnet sich wie angegeben; ρ steht hierbei für die Luftdichte und A für die Querspanntfläche. Der Luftwiderstand F_{Ly} , senkrecht zur Fahrzeuglängsachse, wird bei dem verwendeten Modell zur Simulation und Reglerauslegung vernachlässigt. Ebenso wird der Abstand vom Druckpunkt zum Schwerpunkt e_{SP} (Bild 3.2) nicht weiter betrachtet.

Durch Einsetzen der obigen Gleichungen erhält man schließlich die ersten beiden Zustandsgleichungen des Modells:

$$\dot{\beta} = \left(\frac{c_H l_H - c_V l_V}{m v^2} \mu - 1 \right) \dot{\psi} - \frac{(c_V + c_H) \mu + m \dot{v}}{m v} \beta + \frac{c_V}{m v} \mu \delta \quad (3.8)$$

$$\ddot{\psi} = -\frac{c_H l_H^2 + c_V l_V^2}{J_z v} \mu \dot{\psi} + \frac{c_H l_H - c_V l_V}{J_z} \mu \beta + \frac{c_V l_V}{J_z} \mu \delta \quad (3.9)$$

3.2.2 Zustandsgleichungen der Servohydraulik

Beim Niederflur Omnibus ist die Stellgröße die Lenkwinkelgeschwindigkeit. Das Übertragungsverhalten der Servohydraulik der Lenkung wird als IT_1 -Glieder abgebildet. Dies resultiert aus dem PT_1 -Verhalten (Verzögerung 1. Ordnung) des Stellgliedes und der Integration der Lenkwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}$ über die Zeit zum Lenkwinkel δ .

Die Zustandsgleichung des Stellgliedes ist:

$$\ddot{\delta} = \frac{1}{T_{\text{Servo}}} (u - \dot{\delta}) \quad (3.10)$$

Der Stelleingriff des Niederflurbusses SB 220 erfolgte direkt am Lenkstockhebel (vgl. Bild 3.3) über ein zusätzliches Hydraulikaggregat. In Messungen konnte verifiziert werden, dass der Stelleingriff praktisch unverzögert erfolgt. Daher wird im Weiteren für das Einspurmodell des Omnibusses, sowie für die Reglerauslegung, das Stellglied als reiner Integrator abgebildet. Die Stellgröße u entspricht damit praktisch der Lenkwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}$:

$$u = \dot{\delta} \quad (3.11)$$

Durch die reine integrale Betrachtung der Lenkhydraulik, wird die Modellordnung von 6 auf 5 reduziert.

3.2.3 Lenkelastizität und Reifennachlauf

Im Gegensatz zur eingesetzten Lenkhydraulik im Niederflurbus, wird der Fahrer eines Fahrzeugs nicht direkt den Vorderradwinkel δ_V vorgeben, sondern die Lenkung über das Lenkrad ansprechen. Dies gilt sowohl bei der Modellierung des VW Caravelle, als auch bei der Identifikation von Fahrzeugparametern durch einen Testfahrer bzw. Lenkvorgaben durch eine Lenkmaschine (vgl. Abschnitt 11.1.2). Im Folgenden wird hierfür der Einfluss der Lenkelastizität und des Reifennachlaufs erläutert.

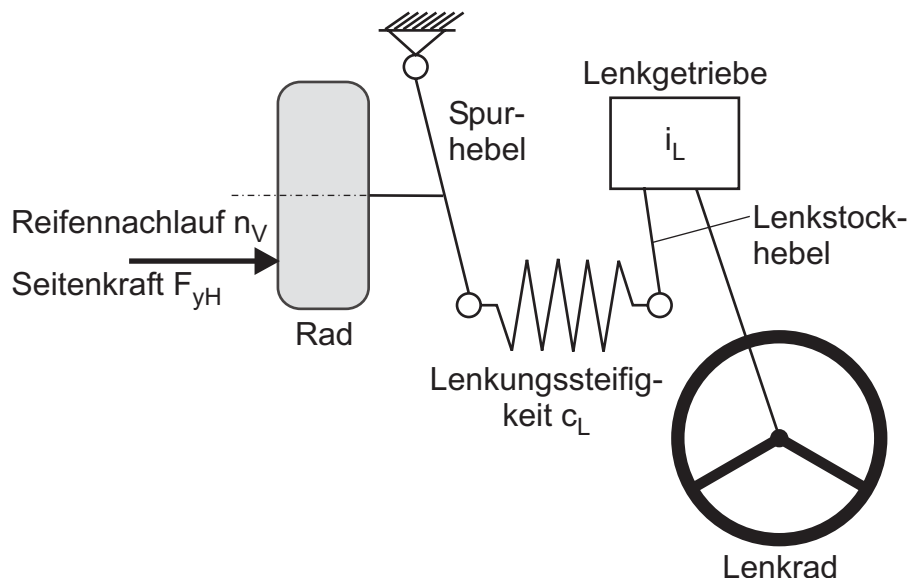


Bild 3.3: Schema einer elastischen Lenkung [41, 69]

Der Fahrer verdreht das Lenkrad um den Lenkwinkel δ_L . Die Lenkung, vgl. Bild 3.3, überträgt über das Lenkgetriebe und das Lenkgestänge die Verdrehung auf die Vorderräder. Die

Lenkungssteifigkeit c_L des Lenkgestänges muss i. d. R. mit modelliert werden [69]. Für die Verspannung der Lenkung ist ein Moment notwendig, das sich aus den Reifennachläufen n_V bzw. n_H und den Seitenkräften berechnet. Die Reifennachläufe verschieben die Angriffspunkte der Reifenquerkräfte aus den Mittelpunkten der Lenkachsen in Fahrtrichtung nach hinten.

Der Vorderradwinkel δ_V berechnet sich daher nicht mehr alleine aus der Lenkübersetzung i_L und dem Lenkradwinkel δ_L , sondern reduziert sich um den elastischen Anteil:

$$\delta_V = \underbrace{\frac{\delta_L}{i_L}}_{\text{starr}} - \underbrace{\frac{F_{yV} n_V}{c_L}}_{\text{elastisch}} \quad (3.12)$$

Aufgrund der Reifennachläufe ergeben sich zusätzlich Verschiebungen der Kraftangriffspunkte der Seitenkräfte. Sie greifen jetzt nicht mehr im Fahrzeugschwerpunkt, sondern um die Reifennachläufe verschoben im Abstand

$$l'_V = l_V - n_V \quad \text{und} \quad l'_H = l_H - n_H \quad (3.13)$$

an.

Für die weiteren Betrachtungen gilt, dass die Nachläufe in den Abständen $l_V := l'_V$ und $l_H := l'_H$ berücksichtigt sind.

Vereinfachend führt man jetzt die effektive Seitensteifigkeit c'_V an der Vorderachse ein. Man erhält sie aus der Zusammenfassung der Reifensteifigkeit c_V und der Lenkelastizität:

$$c'_V = \frac{c_V}{1 + \frac{c_V n_V}{c_L}}. \quad (3.14)$$

Mit der Lenkungsgleichung (3.12) und den Gleichungen (3.5, 3.6) erhält man den Vorderradeinschlagwinkel:

$$\delta_V = \frac{1}{1 + \frac{c_V n_V}{c_L}} \left[\frac{\delta_L}{i} + \frac{c_V n_V}{c_L} \left(\beta + l_V \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \right] \quad (3.15)$$

3.2.4 Zustandsgleichung der Querabweichungsbeschleunigung

Die Kursabweichung ergibt sich im Falle des Niederflur Omnibusses aus dem seitlichen Abstand des Sensors vom Leitdraht. Bild 3.4 zeigt an einem Vierradmodell die verwendeten

Formelzeichen. Der Abstand wird durch eine doppelte Integration der Querabweichungsbeschleunigung berechnet.

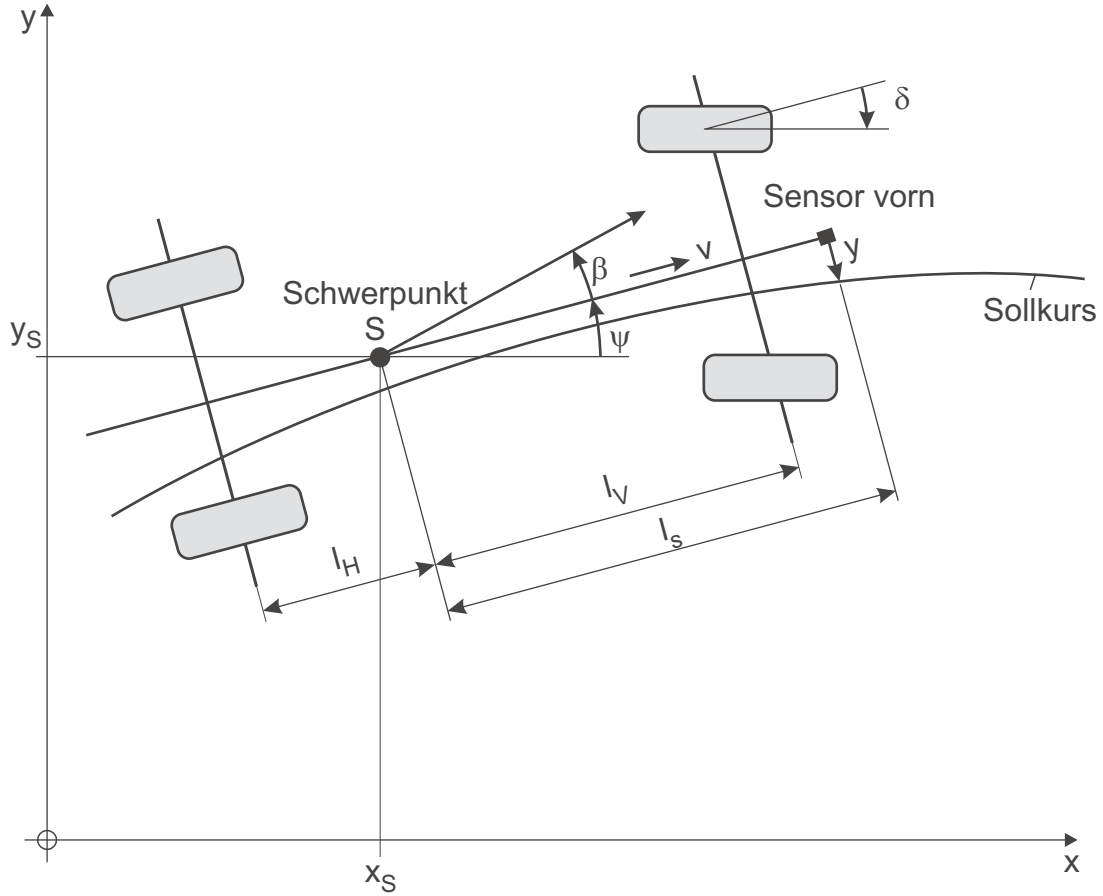


Bild 3.4: Kursabweichung y

Hierbei gilt, dass der Sinus von kleinen Winkeln, ebenso wie bei der Linearisierung des Schwimmwinkels, durch den Winkel selbst genähert werden kann:

$$\sin(\beta + \Delta\psi) \approx \beta + \Delta\psi \quad (3.16)$$

$\Delta\psi$ beschreibt den Winkel zwischen der Bahntangente und der Fahrzeuglängsrichtung. Man erhält ihn durch die Integration von

$$\Delta\dot{\psi} = \dot{\psi} - \dot{\psi}_t = \dot{\psi} - \underbrace{v \varrho}_{\omega} . \quad (3.17)$$

Der Ausdruck $\omega = v \varrho$ gibt die Giergeschwindigkeit (Winkelgeschwindigkeit) der Bahntangente, also des Sollkurses, an.

Für die Geschwindigkeitsänderung der Querabweichung ergibt sich folglich:

$$\dot{y} = v (\beta + \Delta\psi) + s \dot{\psi} \quad (3.18)$$

Die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ hat dementsprechend einen direkten Einfluss auf die Änderungsgeschwindigkeit der Querabweichung, da der Sensor nicht im Schwerpunkt des Fahrzeuges montiert ist, sondern zu ihm den Abstand l_s besitzt.

Differenziert man die Gleichung (3.18) unter den Annahmen $v = \text{konst.}$ und $l_s = \text{konst.}$, so lässt sich die Querabweichungsbeschleunigung durch bereits bekannte Zustandsgrößen ausdrücken.

$$\begin{aligned} \ddot{y} &= v (\dot{\beta} + \Delta\dot{\psi}) + l_s \ddot{\psi} \\ &= v (\dot{\beta} + \dot{\psi} - \omega) + l_s \ddot{\psi} \end{aligned} \quad (3.19)$$

Setzt man die Gleichungen (3.8) und (3.9) ein, so ergibt sich die Zustandsgleichung der Querabweichungsbeschleunigung wie folgt:

$$\begin{aligned} \ddot{y} &= - \left(\frac{c_H + c_V}{m} - \frac{c_H l_H - c_V l_V}{J} l_s \right) \mu \beta \\ &\quad - \left(\frac{-c_H l_H + c_V l_V}{m v} + \frac{c_H l_H^2 + c_V l_V^2}{v J} l_s \right) \mu \dot{\psi} \\ &\quad + \left(\frac{c_V}{m} + \frac{c_V l_V}{J} l_s \right) \mu \delta - v \omega \end{aligned} \quad (3.20)$$

3.2.5 Zustandsmatrixgleichungen der Strecke

Die Zustandsraumbeschreibung setzt sich allgemein aus der Zustandsgleichung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u} \quad (3.21)$$

und der Ausgangsgleichung

$$\mathbf{y} = \mathbf{C} \mathbf{x} + \mathbf{D} \mathbf{u} \quad (3.22)$$

zusammen. Für eine vollständige Beschreibung müssen auch noch die Anfangszustände des Systems angegeben werden, sie seien hier Null ($\mathbf{x}_0 = \mathbf{0}$).

Approximiert man, wie in Abschnitt 3.2.2 angegeben, die Servohydraulik durch einen reinen Integrator (Gl. 3.11), so reduziert sich die Ordnung des Streckenmodells im Gegensatz zu einer IT_1 -Servolenkung auf die Ordnung 5.

Die dazugehörige Zustandsmatrixgleichung mit den entsprechenden Koeffizienten lautet:

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\delta} \\ \ddot{y} \\ \dot{y} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 \\ 0 & a_{32} & 0 & 0 & 0 \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \\ \delta \\ \dot{y} \\ y \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & -v \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}} \begin{bmatrix} u \\ \omega \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

Für die Ausgangsgleichung gilt:

$$y = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}} \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \\ \delta \\ \dot{y} \\ y \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{D}} \begin{bmatrix} u \\ \omega \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

Die Systemmatrixkoeffizienten des Systems 5. Ordnung lauten:

$$\begin{aligned} a_{11} &= -\frac{c_V + c_H}{m v} \mu \\ a_{12} &= -1 + \frac{c_H l_H - c_V l_V}{m v^2} \mu \\ a_{13} &= \frac{c_V}{m v} \mu \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{21} &= \frac{c_H l_H - c_V l_V}{J} \mu \\ a_{22} &= -\frac{c_H l_H^2 + c_V l_V^2}{J v} \mu \\ a_{23} &= \frac{c_V l_V}{J} \mu \end{aligned}$$

$$a_{32} = 0$$

$$\begin{aligned} a_{41} &= -\frac{c_H + c_V}{m} \mu + \frac{c_H l_H - c_V l_V}{J} \mu l_s \\ a_{42} &= \frac{c_H l_H - c_V l_V}{m v} \mu - \frac{c_H l_H^2 + c_V l_V^2}{v J} \mu l_s \\ a_{43} &= \frac{c_V l_V}{J} \mu l_s + \frac{c_V}{m} \mu \end{aligned}$$

Die Fahrzeugparameter des Niederfleromnibusses SB 220 sind dem Anhang A.1 zu entnehmen.

3.3 Streckenbeschreibung VW Caravelle

Wie bereits erwähnt, unterscheidet sich die Streckenmodellbeschreibung des VW Caravelle vom Niederfleromnibus. Im Gegensatz zur Lenkhydraulik beim Niederfleromnibus dient beim VW Caravelle der Lenkwinkel und nicht die Lenkwinkelgeschwindigkeit als Stelleingang.

Beschreibt man darüberhinaus den Vorderradeinschlagwinkel nicht durch eine Zustandsgleichung, sondern setzt Gleichung (3.15) in die Gleichungen (3.8) und (3.9) ein, so entsteht ein System 4. Ordnung. Für die Seitensteifigkeit der Vorderachse gilt, vgl. Gl. (3.14):

$$c'_V = \frac{c_V}{1 + \frac{c_V n_V}{c_L}}$$

Die Zustandsgleichung in Matrixform für den VW Caravelle T4 lautet:

$$\dot{\mathbf{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \\ \ddot{y} \\ \dot{y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \\ \dot{y} \\ y \end{bmatrix}}_{\mathbf{y}} + \underbrace{\begin{bmatrix} b_{11} & 0 \\ b_{21} & 0 \\ b_{31} & -v \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}} \begin{bmatrix} \delta_L \\ \omega \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

Die Koeffizienten a_{ij} der Systemmatrix \mathbf{A} berechnen sich zu:

$$\begin{aligned}
 a_{11} &= -\frac{c_H + c'_V}{m v} \mu \\
 a_{12} &= -1 + \frac{c_H l_H - c'_V l_V}{m v^2} \mu \\
 a_{21} &= \frac{c_H l_H - c'_V l_V}{J} \mu \\
 a_{22} &= -\frac{c_H l_H^2 + c'_V l_V^2}{J v} \mu \\
 a_{31} &= -\frac{c_H + c'_V}{m} \mu + \frac{c_H l_H - c'_V l_V}{J} \mu l_s \\
 a_{32} &= \frac{c_H l_H - c'_V l_V}{m v} \mu - \frac{c_H l_H^2 + c'_V l_V^2}{J v} \mu l_s
 \end{aligned}$$

Die Koeffizienten b_{ij} der Eingangsmatrix \mathbf{B} lauten:

$$\begin{aligned}
 b_{11} &= \frac{c'_V}{i_L m v} \mu \\
 b_{21} &= \frac{c'_V l_V}{i_L J} \mu \\
 b_{31} &= \frac{c'_V}{i_L m} + \frac{c'_V l_V}{i J} \mu l_s
 \end{aligned}$$

Die Fahrzeugparameter des VW Caravelle sind ebenfalls im Anhang, Abschnitt A.2, aufgeführt.

4 Wankmodell

Bei Kurvendurchfahrten, Bodenwellen oder anderen Fahrzeuganregungen können Wankbewegungen auftreten. Diese Wankbewegungen führen durch das Messprinzip zu einer fehlerhaften Sensierung der Querabweichung. Dies könnte auch durch eine Messung beim Stillstand des Fahrzeugs über einer festen Leitdrahtposition verifiziert werden. Im Ausblick auf eine Verbesserung der Querabweichungsmessung bzw. einer Korrektur der Messung über eine Wankwinkelbestimmung wird in diesem Kapitel kurz das dynamische Wankmodell eingeführt.

Die Detektion der Querabweichung beim Niederfleromnibus erfolgt über eine Antenne, die unter der vorderen Stoßstange montiert ist. Oben angesprochene Anregungen können von der elektronisch geregelten Luftfederung inklusive Niveauregulierung nicht abgefangen werden. Ein Vorschlag zur Fehlerminimierung bei der Querabweichungsmessung ist daher die zusätzliche Verwendung eines Wankmodells, um über den Wankwinkel und den Abstand der Antenne zum Wankzentrum die Querabweichungsmessung zu korrigieren.

4.1 Zweispurmodell

Erweitert man das im vorherigen Kapitel 3 vorgestellte Einspurmodell um eine zweite Spur und die Rollachse, so kann man die Wankdynamik modellieren. Hierdurch werden auch die Radlaständerungen und ihr Einfluss auf die Radseitenkräfte abgebildet.

Bild 4.1 zeigt eine einfache Erweiterung des Einspurmodells zur Bestimmung der Wankbewegung. Die Gesamtmasse des Fahrzeugs wird hierbei in drei Teilmassen unterteilt:

- Die Aufbaumasse m_A , die sich im Schwerpunkt des Fahrzeugs befindet,
- die ungefederte Masse m_V vorne und
- die ungefederte Masse m_H hinten.

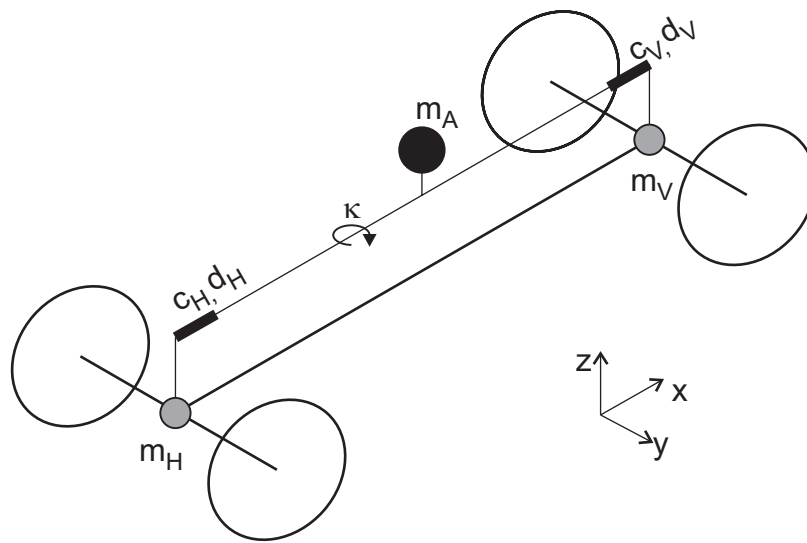


Bild 4.1: Zweispurmodell

Der Aufbau wird durch das Stabwerk an der Wankachse nachgebildet. Der Aufbau wird durch die jeweiligen Momentanzentren der Achsen über die Torsionsfedern und -dämpfer abgestützt [18, 41, 65, 67].

Auf die mathematische Herleitung des Gesamtmodells, vgl. hierzu z. B. Vikas [65], sei verzichtet und nur die Ableitung der Wankdynamik sei im folgenden Abschnitt dargestellt.

Für das Zweispurmodell gelten folgende Prämissen:

- Nickbewegungen werden nicht modelliert.
- Die Feder- und Dämpferkennlinien werden als linear angenommen, siehe hierzu Abschnitt 4.2.
- Die Reifeneigenschaften werden ebenfalls als linear angenommen.
- Die Lage der Momentanzentren bleibt konstant, d. h. weder die Längs- noch die Vertikaldynamik wird berücksichtigt.

4.2 Wanken

Das Wanken bzw. auch als Rollen bezeichnete Verhalten eines Fahrzeugs beschreibt die Drehung eines Fahrzeugs um seine Längsachse bei Kurvenfahrten (Bild 3.1). Die Wankdynamik hat einen entscheidenden Einfluss auf die Kraftübertragung der Reifen auf die Fahrbahn [41, 51].

Zur Beschreibung der Wankdynamik wird ein physikalisch-mathematisches Modell gewählt, dessen Parameter, soweit sie vom Hersteller nicht bekannt sind, z. B. mit Hilfe von Messdaten aus Fahrversuchen identifiziert werden können, vgl. Abschnitt 11.1.2. Das physikalische Modell wird im folgenden Abschnitt 4.2.1 eingeführt.

4.2.1 Modell der Wankdynamik

Durchfährt man eine Kurve, so federn die kurveninneren Räder aufgrund der Fliehkraft aus und die kurvenäußeren Räder ein. Das Fahrzeug neigt sich bei Kurvenfahrt um die so genannte Wankachse, vgl. Bild 4.2, es entsteht eine Wankbewegung.

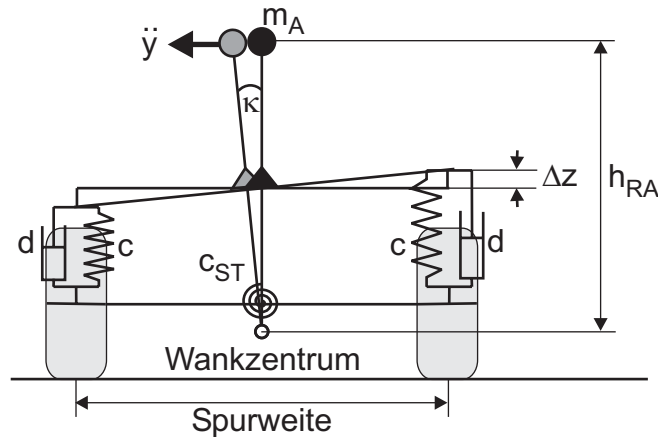


Bild 4.2: Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus

Bildet man die Momentbilanz um die Wankachse, so erhält man mit dem Wankwinkel κ und der Querschleunigung \ddot{y} die folgende Differentialgleichung [23]:

$$m_A h_{RA} \ddot{y} + m_A g h_{RA} \sin \kappa = M_{FV} + M_{FH} + M_{DV} + M_{DH} + M_{STV} + M_{STH} + J_x \ddot{\kappa} \quad (4.1)$$

Hierbei stellen m_A die Aufbaumasse, h_{RA} den Abstand vom Schwerpunkt zum Wankzentrum, $M_{FV,H}$ die Momente aufgrund der Federkräfte an der Vorder- bzw. Hinterachse und entsprechend $M_{DV,H}$ die Momente aufgrund der Dämpferkräfte dar. M_{STV} und M_{STH} bezeichnen die Drehmomente des vorderen bzw. hinteren Stabilisators.

Die Federmomente lassen sich aus dem Produkt der Drehfederkonstante $c_{V,H}$ und dem Drehwinkel κ berechnen. Da die Federkonstanten einer Achse näherungsweise – Streuungen aufgrund von Fertigungstoleranzen und Alterung werden nicht berücksichtigt – auf den beiden

Seiten einer Achse gleich groß sind, kann man für kleine Einfederungswege bzw. kleine Wankwinkel mit der Spurweite s die Drehfederkonstanten der Vorderachse c_V^* und der Hinterachse c_H^* aus den Federkonstanten der linken und rechten Fahrwerksfeder der jeweiligen Achse berechnen:

$$c_V^* = \frac{s^2}{2}(c_{Vl} + c_{Vr}), \quad c_H^* = \frac{s^2}{2}(c_{Hl} + c_{Hr}) \quad (4.2)$$

Man erhält somit die Momente der Drehfedern:

$$M_{FV} = c_V^* \kappa, \quad M_{FH} = c_H^* \kappa \quad (4.3)$$

und analog die Stabilisatormomente mit den Stabilisatorkonstanten c_{STV} und c_{STH} :

$$M_{STV} = c_{STV} \kappa, \quad M_{STH} = c_{STH} \kappa \quad (4.4)$$

Für die Dämpfermomente muss man berücksichtigen, dass immer ein Dämpfer je Achse durch Zug und einer durch Druck belastet wird. Die Kennlinie eines Dämpfers ist nichtlinear und von der Belastung abhängig. Beim Wanken wird jedoch stets ein Dämpfer je Achse in Zug- und der andere in Druckrichtung beansprucht. Betrachtet man die Dämpferkennlinie linearisiert als Mittelwert aus Zug- und Druckbeanspruchung, so verringert sich die Modellungenauigkeit. Man kann dann näherungsweise die Drehdämpferkonstanten analog zu den Drehfedern berechnen:

$$d_V^* = \frac{s^2}{4}(d_{V,zug} + d_{V,druck}), \quad d_H^* = \frac{s^2}{4}(d_{H,zug} + d_{H,druck}) \quad (4.5)$$

Die Dämpfermomente ergeben sich zu:

$$M_{DV} = d_V^* \dot{\kappa}, \quad M_{DH} = d_H^* \dot{\kappa} \quad (4.6)$$

Setzt man die Federmomente (4.3), Dämpfermomente (4.6) und Stabilisatormomente (4.4) in die Bilanzgleichung (4.1) ein, so erhält man eine Differentialgleichung 2. Ordnung mit der Querschleunigung \ddot{y} als Eingangsgröße und den Zustandsgrößen Wankwinkelgeschwindigkeit $\dot{\kappa}$ und Wankwinkel κ . Unter der Annahme kleiner Winkel lässt sich der $\sin \kappa$ näherungsweise durch den Winkel κ selbst substituieren und man erhält:

$$m_A h_{RA} \ddot{y} = (c_{STV} + c_{STH} + c_V^* + c_H^* - m_A h_{RA} g) \kappa + (d_V^* + d_H^*) \dot{\kappa} + J_x \ddot{\kappa} \quad (4.7)$$

Zusätzlich lassen sich die Drehfedersteifigkeiten zu einer Summendrehfederkonstanten Θ_F und die Drehdämpferkonstanten zu einer Summendrehdämpferkonstanten Θ_D zusammenfassen. Zur Berücksichtigung etwaiger Gleichwertfehler in den Messsignalen kann für eine Schätzung zusätzlich ein Gleichanteil $\bar{\Theta}$ berücksichtigt werden:

$$m_A h_{RA} \ddot{y} = \Theta_F \kappa + \Theta_D \dot{\kappa} + J_x \ddot{\kappa} + \bar{\Theta} \quad (4.8)$$

Aus dem hier vorgestellten Modell lassen sich bei der Existenz der nötigen Sensorik im Fahrzeug die Wankbewegungen messen und die angegebenen Parameter identifizieren, vgl. Abschnitt 11.1.2.

5 Mehrkörpersysteme

Will man mit der Modellierung eines Fahrzeugs tiefer ins Detail gehen, stehen unterschiedliche räumliche Modelle zur Verfügung. Eine Approximation durch eins der folgenden Ersatzsysteme bietet sich prinzipiell an:

- Mehrkörpersysteme (MKS)
- Finite-Elemente-Systeme (FEM)
- Kontinuierliche Systeme

Für die Modellierung von Fahrzeugbewegungen im Frequenzbereich unter 50 Hz hat sich die Mehrkörpersimulation etabliert. In diesem Frequenzbereich können die einzelnen Teile des Fahrzeugs durch starre Körper beschrieben werden, denn nicht die Verformung der Teile ist von Interesse, sondern lediglich die Verformung der lokalen Verbindungen.

Es stehen unterschiedliche MKS-Simulationsprogramme, wie z. B. **Adams** [16] und **Simpack** [26] auf dem Markt zur Verfügung. Für sie gibt es kraftfahrzeugspezifische Bibliotheken, in denen die Fahrzeugstandardelemente enthalten sind.

Die Grundlagen der Mehrkörpersystemmodellierung werden in den folgenden Abschnitten eingeführt. Am Beispiel des Programms **Simpack** wird der Aufbau eines Mehrkörpermodells für den VW Caravelle T4 erläutert (Abschnitt 5.4). Im Abschnitt 7.3 erfolgt dann ein Vergleich zwischen dem Einspurmodell und dem MKS-Modell des VW Caravelle T4.

Idealisiert geht man von starren Körpern aus. Die Beschränkung auf die Starrkörperdynamik begrenzt die Modellgüte. Eine Betrachtung und Modellierung von elastischen Verformungen mittels Finite-Element-Methoden sollte allerdings nur in Betracht gezogen werden, wenn Verformungen oder Materialgesetze für eine genaue Abbildung nötig sind [58]. Diese rechenintensiven Methoden werden z. B. bei Spezialuntersuchungen über Karosserieverformungen oder Fahrdynamikuntersuchungen von Sportwagen verwendet.

Die Dynamik von Mehrkörpersystemen wird durch verallgemeinerte oder generalisierte Koordinaten vollständig beschrieben. Ihre Anzahl entspricht der Zahl f der Freiheitsgrade. Die linearen Bewegungsgleichungen gewöhnlicher Mehrkörpersysteme stellen ein System gewöhnlicher Differentialgleichungen 2. Ordnung dar:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}}(t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{y}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{y}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (5.1)$$

Die symmetrischen $f \times f$ -Matrizen \mathbf{M} , \mathbf{D} und \mathbf{K} stellen die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitswirkungen dar. Die zeitabhängigen Erregerkräfte werden durch die $f \times 1$ -Spaltenmatrix \mathbf{f} beschrieben. Nach Vorgabe der Anfangsbedingungen lässt sich eine eindeutige Lösung bestimmen.

5.1 Elemente von Mehrkörpersystemen

Prinzipiell setzt sich ein Mehrkörpersystem aus mehreren Elementen zusammen. Neben starren Körpern, die auch zu Punktmassen entarten können, arbeitet man auch mit masselosen Koppelementen wie Federn, Dämpfern und Kraftstellgliedern. Darüber hinaus existieren für die Modellbildung kinematische Bindungselemente, die i. d. R. als starr angenommen werden. Zu ihnen gehören Gelenke, Lager, Führungen und Lagestellglieder.

Reale Fahrzeugsysteme sind durch holonome Bindungen gekennzeichnet, welche die Lage des Systems beschränken. Nichtholonome Bindungen schränken zusätzlich zur Lage die Geschwindigkeiten eines Systems ein.

5.2 Kinematische Grundlagen

5.2.1 Koordinatensysteme

Die mathematische Beschreibung der Lage, Geschwindigkeit und Beschleunigung eines mechanischen Systems erfolgt in verschiedenen Koordinatensystemen [53]. In diesem Fall werden rechtshändige kartesische Systeme mit den Basisvektoren \mathbf{e}_ν , $|\mathbf{e}_\nu| = 1$, verwendet. Ein Koordinatensystem $\{O, \mathbf{e}_\nu\}$ ist durch seinen Ursprung O und die Basisvektoren \mathbf{e}_ν vollständig charakterisiert. Der Name des Koordinatensystems wird als oberer Index angegeben, um die zu den verschiedenen Körpern gehörenden Koordinatensysteme zu unterscheiden.

Das raumfeste System $\{O^I, \mathbf{e}_\nu^I\}$ ist ein Inertialsystem. Es wird allgemein als Bezugssystem verwendet. Als Referenzsystem $\{O^R, \mathbf{e}_\nu^R\}$ wird hier zweckmäßigerweise ein fahrzeugfestes Bezugssystem festgelegt. Der Ursprung dieses Koordinatensystems wird so festgelegt, dass er im Falle von **Simpack** in Konfigurationslage in der Mitte der Radachsen vorne liegt. Die e_1^R -Achse zeigt in Fahrzeuglängsrichtung, die e_2^R -Achse nach links und die e_3^R -Achse nach oben. Von diesem Referenzsystem aus können dann die Bewegungen von Rad und Radaufbau als Teilkörper beschrieben werden. Die körperfesten Systeme werden mit $\{O^r, \mathbf{e}_\nu^r\}$ bezeichnet. Der Ursprung dieser Koordinatensysteme liegt jeweils in der Radmitte. Außerdem wird der Aufbau durch ein Koordinatensystem $\{O^A, \mathbf{e}_\nu^A\}$ gekennzeichnet, dessen Ursprung O^A im Schwerpunkt S_A des Fahrzeugaufbaus liegt. In der Konfigurationslage befinden sich die Achsen der Koordinatensysteme r_i und A parallel zu den entsprechenden Achsen des Bezugssystems. Ein lokales Koordinatensystem $\{O^j, \mathbf{e}_\nu^j\}$ kennzeichnet die Bindungselemente und orientiert sich anhand lokaler Vorzugsrichtungen, beispielsweise in Richtung einer Gelenkachse.

5.2.2 Kinematik starrer Körper im raumfesten Bezugssystem

Der Ortsvektor \mathbf{x} beschreibt eindeutig die Lage eines Punktes P im Raum. Dessen Koordinaten x_ν stellen seine Lage im raumfesten Koordinatensystem $\{O^I, \mathbf{e}_\nu^I\}$ dar [49]:

$$\mathbf{x} = x_1 \mathbf{e}_1^I + x_2 \mathbf{e}_2^I + x_3 \mathbf{e}_3^I \quad (5.2)$$

Bezieht man alle vektoriellen Größen auf ein gemeinsames Koordinatensystem, dann können Teilsysteme in einfacher Weise zum Gesamtsystem zusammengefasst werden.

Die zeitliche Änderung der Lage des Punktes P kann durch die Vektorgleichung $\mathbf{x}(t)$ beschrieben werden, welche die drei translatorischen Freiheitsgrade eines Punktes im Raum berücksichtigt. Der Punkt P kann als Schwerpunkt S_i eines starren Körpers K_i aufgefasst werden und kennzeichnet dann das translatorische Bewegungsverhalten des Körpers.

Zur Beschreibung des rotatorischen Bewegungsverhaltens eines starren Körpers K_i , verwendet man die Orientierung zweier Koordinatensysteme zueinander. Besitzen sie einen gemeinsamen Koordinatenursprung, so reichen drei Drehwinkel aus, um eine beliebige Lage des körperfesten Systems i relativ zum Bezugssystem I zu kennzeichnen. Diese entsprechen den drei rotatorischen Freiheitsgraden eines starren Körpers im Raum.

Nacheinander wird um je eine der Koordinatenachsen eine Elementardrehung mit einem der Winkel ausgeführt, um ein System in das andere zu überführen. Für die Reihenfolge der

Elementardrehungen existieren verschiedene Möglichkeiten [53].

Bei Eulerwinkeln erfolgen diese üblicherweise nacheinander um die 3-, 1- und 3-Achse der jeweils entstehenden Basen, vgl. Bild 5.1.

Bei Verwendung von Kardanwinkeln erfolgen die Elementardrehungen nacheinander um die 1-, 2- und 3-Achse der jeweils entstehenden Basen ausgehend vom raumfesten System I (Bild 5.2).

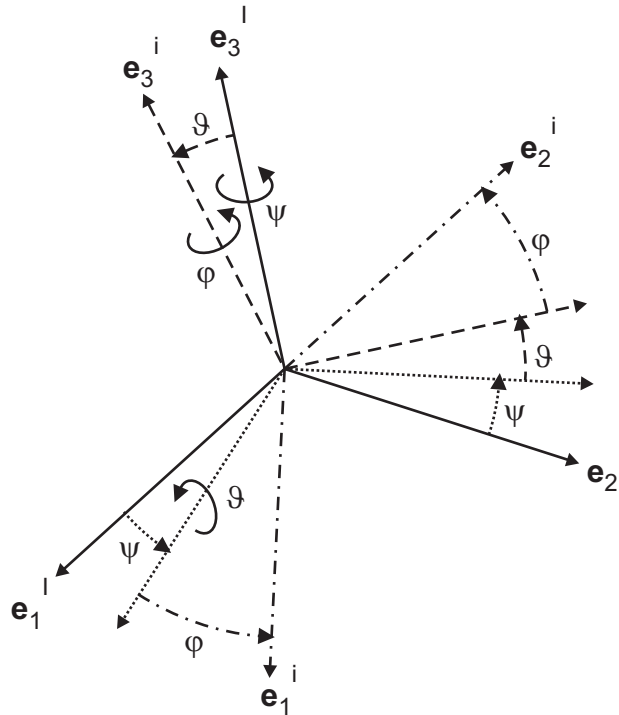


Bild 5.1: Räumliche Drehung der Basis I in die Basis i mit den Eulerwinkeln ψ, ϑ, ϕ

Die Drehmatrix \mathbf{S}^{Ii} stellt den Zusammenhang zwischen den Systemen I und i her und lautet für Kardanwinkel explizit [59]:

$$\mathbf{S}^{Ii} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta \cos \psi & \cos \vartheta \sin \psi & -\sin \vartheta \\ \sin \varphi \sin \vartheta \cos \psi - \cos \varphi \sin \psi & -\sin \varphi \sin \vartheta \sin \psi + \cos \varphi \cos \psi & \sin \varphi \cos \vartheta \\ \cos \varphi \sin \vartheta \cos \psi + \sin \varphi \sin \psi & \cos \varphi \sin \vartheta \sin \psi - \sin \varphi \cos \psi & \cos \varphi \cos \vartheta \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

Die Darstellung der Koordinaten eines Vektors \mathbf{x} kann in unterschiedlichen Koordinatensystemen erfolgen. Der Zusammenhang zwischen den Koordinaten \mathbf{x}^i im System i und den Koordinaten \mathbf{x}^I im System I wird durch das Transformationsgesetz für Vektorkoordinaten

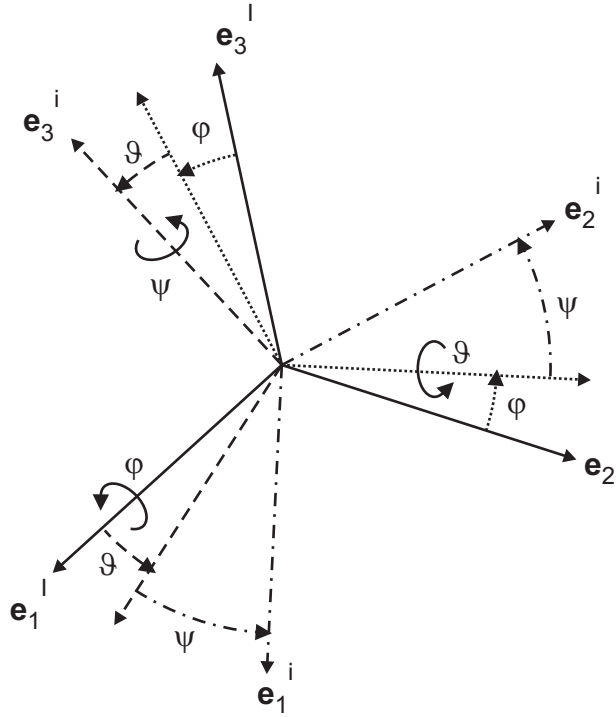


Bild 5.2: Räumliche Drehung der Basis I in die Basis i mit den Kardanwinkeln φ, ϑ, ψ

$$\mathbf{x}^i = \mathbf{S}^{iI} \mathbf{x}^I \quad \text{bzw.} \quad \mathbf{x}^I = \mathbf{S}^{Ii} \mathbf{x}^i \quad (5.4)$$

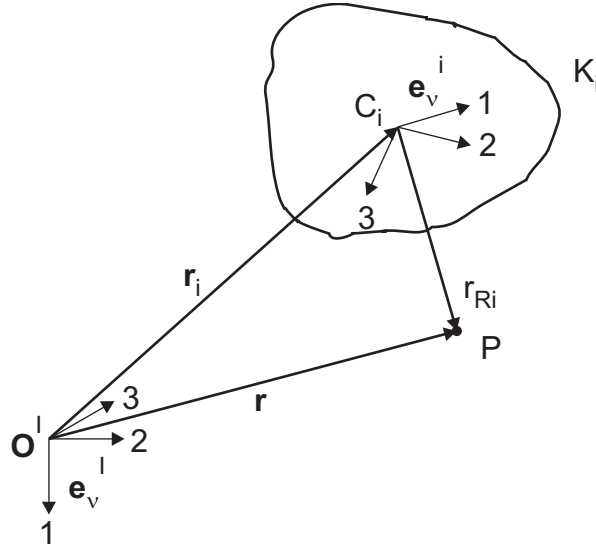
vermittelt. Die Drehmatrizen $\mathbf{S} = \mathbf{S}(t)$ sind im allgemeinen zeitabhängig. Die Lage eines starren Körpers K_i im Inertialsystem wird eindeutig durch die Lagegrößen $\{\mathbf{r}_i, \mathbf{S}^{Ii}\}$ beschrieben. Diese können zeitabhängig sein und legen das körperfeste Koordinatensystem $\{\mathbf{S}_i, \mathbf{e}_\nu^i\}$ vollständig fest. Die Lagekoordinaten eines beliebigen Massenpunktes P des starren Körpers K_i im raumfesten Bezugssystem I lassen sich folgendermaßen darstellen (Bild 5.3):

$$\mathbf{r}^I(t) = \mathbf{r}_i^I(t) + \rho^I(t), \quad \rho^I(t) = \mathbf{S}^{Ii}(t) \rho^i, \quad (5.5)$$

wobei im körperfesten System $\rho^i = \text{const}$ gilt.

Das Bewegungsverhalten kann durch die zeitliche Lageänderung des Punktes P bezüglich I durch Differentiation von (5.5) beschrieben werden:

$$\dot{\mathbf{r}}^I(t) = \dot{\mathbf{r}}_i^I(t) + \dot{\mathbf{S}}^{Ii}(t) \rho^i = \dot{\mathbf{r}}_i^I(t) + \dot{\mathbf{S}}^{Ii}(t) \mathbf{S}^{iI}(t) \rho^I(t). \quad (5.6)$$

Bild 5.3: Lage eines starren Körpers im raumfesten Bezugssystem I

Es gilt

$$\dot{\mathbf{S}}^{Ii} \mathbf{S}^{iI} = \tilde{\omega}_{Ii}^I(t) := \begin{bmatrix} 0 & -\omega_3 & \omega_2 \\ \omega_3 & 0 & -\omega_1 \\ -\omega_2 & \omega_1 & 0 \end{bmatrix}, \quad \omega_{Ii}^I = \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \end{bmatrix}, \quad (5.7)$$

wobei $\tilde{\omega}_{Ii}^I$ den schiefsymmetrischen Tensor und ω_{Ii}^I den zugehörigen Vektor der Drehgeschwindigkeit von System i gegenüber dem Bezugssystem I kennzeichnet. Durch Einsetzen von (5.7) in (5.6) ergibt sich

$$\mathbf{v}^I(t) = \mathbf{v}_i^I(t) + \omega_{Ii}^I(t) \times \rho^I(t) = \mathbf{v}_i^I(t) + \tilde{\omega}_{Ii}^I(t) \rho^I(t). \quad (5.8)$$

Die Beziehung (5.8) charakterisiert das Bewegungsverhalten eines starren Körpers. Es entspricht der Überlagerung einer Translation mit der Absolutgeschwindigkeit \mathbf{v}_i des körperfesten Bezugspunktes $O^i = S_i$ und einer Rotation mit der Drehgeschwindigkeit ω_{Ii} . Die beiden kinematischen Grundgrößen $\{\mathbf{v}_i, \omega_{Ii}\}$ werden als Kinemate bezeichnet und kennzeichnen eindeutig das Bewegungsverhalten eines starren Körpers im Raum.

5.2.3 Kinematik starrer Körper im bewegten Referenzsystem

Im raumfesten Bezugssystem I sind die Grundgleichungen der Mechanik für die Beschreibung der Kinematik starrer Körper einfach. In der technischen Anwendung eines Fahrzeugmodells erweist es sich jedoch als günstig, das auf das Fahrzeug bezogene, bewegte Referenzsystem

R zu wählen. Dies erlaubt eine sinnvolle, dem Problem angepasste Wahl der Koordinaten und eine einfache Beschreibung der äußeren Kräfte und Momente. Die Bewegungen der Teilkörper, z. B. Rad und Radkörper werden also vom Fahrzeug aus beschrieben.

Das Bewegungsverhalten des starren Körpers K_i wird jetzt im Referenzsystem R dargestellt, dessen Lage im raumfesten System I durch den Ortsvektor $\mathbf{r}_R(t)$ des Ursprungs O^R und die Drehmatrix $\mathbf{S}^{IR}(t)$ vollständig bestimmt ist [49]. Die absoluten Lagegrößen $\{\mathbf{r}_i, \mathbf{S}^{Ii}\}$ des starren Körpers lauten (Bild 5.4):

$$\mathbf{r}_i^I(t) = \mathbf{r}_R^I(t) + \mathbf{S}^{IR}(t) \mathbf{r}_{Ri}^I(t), \quad (5.9)$$

$$\mathbf{S}^{Ii}(t) = \mathbf{S}^{IR}(t) \mathbf{S}^{Ri}(t). \quad (5.10)$$

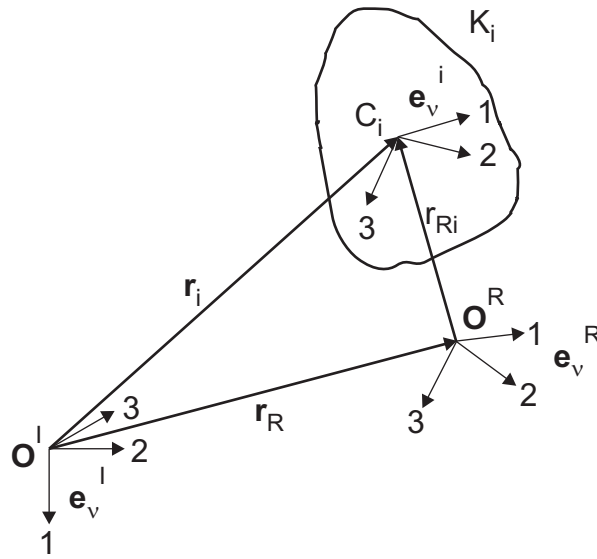


Bild 5.4: Lage eines starren Körpers im Referenzsystem R

Differenziert man (5.9) nach der Zeit und transformiert sie in das System R , ergibt sich:

$$\dot{\mathbf{r}}_i^R(t) = \dot{\mathbf{r}}_R^R(t) + \mathbf{S}^{RI}(t) \dot{\mathbf{S}}^{IR}(t) \mathbf{r}_{Ri}^R(t) + \mathbf{S}^{RI}(t) \mathbf{S}^{IR}(t) \dot{\mathbf{r}}_{Ri}^R(t), \quad (5.11)$$

$$\mathbf{v}_i^R(t) = \mathbf{v}_R^R(t) + \tilde{\omega}_{IR}^R \mathbf{r}_{Ri}^R(t) + \dot{\mathbf{r}}_{Ri}^R(t).$$

Hier bezeichnet $(^\circ)$ die Differentiation im Inertialsystem. Physikalisch bedeutet (5.11), dass die Absolutgeschwindigkeit \mathbf{v}_i , die im raumfesten System I beobachtet wird, sich aus der Führungsgeschwindigkeit $\mathbf{v}_R + \omega_{IR} \times \mathbf{r}_{Ri}$ und der Relativgeschwindigkeit $\mathbf{v}_{rel} = \dot{\mathbf{r}}_{Ri}$, die im Referenzsystem R beobachtet wird, zusammensetzt.

Für die zugehörigen Drehgeschwindigkeitsvektoren gilt:

$$\omega_{Ii}^I = \omega_{IR}^I + \omega_{Ri}^I \quad \text{oder} \quad \omega_{Ii}^R = \omega_{IR}^R + \omega_{Ri}^R \quad (5.12)$$

Wird (5.12) physikalisch interpretiert, lässt sich die absolute Drehgeschwindigkeit ω_i als Summe der Drehgeschwindigkeit ω_{IR} des Systems R gegenüber I und der relativen Drehgeschwindigkeit ω_{Ri} des Körpers \mathbf{K}_i gegenüber dem Bezugssystem R auffassen.

Aus (5.11) und (5.12) lassen sich die absolute Beschleunigung und die Drehbeschleunigung des starren Körpers \mathbf{K}_i ableiten:

$$\mathbf{a}_i^R(t) \equiv \ddot{\mathbf{v}}_i^R = \ddot{\mathbf{v}}_R + \left(\dot{\tilde{\omega}}_{IR}^R + \tilde{\omega}_{IR}^R \tilde{\omega}_{IR}^R \right) \mathbf{r}_{Ri}^R + 2 \tilde{\omega}_{IR}^R \dot{\mathbf{r}}_{Ri}^R + \ddot{\mathbf{r}}_{Ri}^R \quad (5.13)$$

$$\alpha_{Ii}^R(t) = \ddot{\omega}_{iI}^r + \tilde{\omega}_{IR}^R \dot{\mathbf{r}}_{Ri}^R + \dot{\omega}_{Ri}^R \quad (5.14)$$

Auch diese Formeln können wieder physikalisch interpretiert werden. Der Vektor \mathbf{a}_i der Absolutgeschwindigkeit setzt sich aus der Führungsbeschleunigung $\mathbf{a}_R + \dot{\omega}_{IR} \times \mathbf{r}_{Ri} + \omega_{IR} \times (\omega_{IR} \times \mathbf{r}_{Ri})$, der Coriolisbeschleunigung $2\omega_{IR} \times \dot{\mathbf{r}}_{Ri}$ und der Relativbeschleunigung $\ddot{\mathbf{r}}_{Ri}$ zusammen. Der Vektor α_{Ii} der absoluten Drehbeschleunigung besteht aus dem Führungsanteil $\alpha_{IR} + \omega_{IR} \times \omega_{Ri}$ und dem Relativanteil $\dot{\omega}_{Ri}$.

5.2.4 Kinematik der Mehrkörpersysteme

Die Lagegrößen $\{\mathbf{r}_i, \mathbf{S}^{Ii}\}$ lassen sich im Bezugssystem I folgendermaßen darstellen:

$$\mathbf{r}_i^I = \begin{bmatrix} r_{i1} & r_{i2} & r_{i3} \end{bmatrix}^T, \quad \mathbf{S}^{Ii} = \mathbf{S}_i(\varphi_i, \vartheta_i, \psi_i). \quad (5.15)$$

Die hierin auftretenden sechs Lagekoordinaten lassen sich zum lokalen Lagevektor \mathbf{x}_i zusammenfassen:

$$\mathbf{x}_i(t) = \begin{bmatrix} r_{i1} & r_{i2} & r_{i3} & \varphi_i & \vartheta_i & \psi_i \end{bmatrix}^T. \quad (5.16)$$

Jetzt kann ein Mehrkörpersystem, bestehend aus p starren Körpern $K_i, i = 1(1)p$, betrachtet werden. Es ergeben sich $6p$ Lagekoordinaten. Eine Anordnung im $6p \times 1$ -Lagevektor des ungebundenen Systems ergibt:

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1^T & \dots & \mathbf{x}_p^T \end{bmatrix}^T. \quad (5.17)$$

Bei Bindungen zwischen den Körpern existieren Zwangs- und Nebenbedingungen zwischen den Lagekoordinaten und ihren Ableitungen. Die in der Fahrzeugdynamik vorliegenden Mehrkörpersysteme beinhalten holonome Bindungen. Die Zwangsbedingungen können implizit durch algebraische Gleichungen beschrieben werden, die rheonom sein können:

$$\varrho_j(\mathbf{x}, t) = 0, \quad j = 1(1)q. \quad (5.18)$$

Die Zahl der Freiheitsgrade entspricht der Zahl der voneinander unabhängigen Lagekoordinaten. Bei q Zwangsbedingungen ergibt sich hierfür:

$$f = 6p - q. \quad (5.19)$$

Die f unabhängigen Lagekoordinaten werden als verallgemeinerte Koordinaten $y_k, k = 1(1)f$ bezeichnet und zum globalen Lagevektor \mathbf{y} zusammengefasst:

$$\mathbf{y}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{y}_1 & \dots & \mathbf{y}_f \end{bmatrix}^T. \quad (5.20)$$

Durch (5.18) und (5.20) wird eine explizite Darstellung des Vektors \mathbf{x} in Abhängigkeit von den f verallgemeinerten Koordinaten möglich.

5.3 Kinetische Grundlagen

Um die Bewegungsgleichungen von Mehrkörpersystemen herleiten zu können, wurde bereits auf die Geometrie der Bewegungen (Kinematik) eingegangen. Die Darstellung des Zusammenhangs zwischen Kräften und Bewegungen erfordert außerdem die Beschreibung der Trägheitseigenschaften eines Körpers.

Die Trägheitseigenschaften eines starren Körpers K_i werden durch seine Masse m_i und den

Trägheitstensor \mathbf{I}_i beschrieben:

$$\mathbf{I}_{Si}^i = \int_{m_i} (\rho^T \rho \mathbf{E} - \rho \rho^T) dm = \begin{bmatrix} I_{11} & I_{12} & I_{13} \\ I_{21} & I_{22} & I_{23} \\ I_{31} & I_{32} & I_{33} \end{bmatrix} = \text{const.} \quad (5.21)$$

Darin kennzeichnen $\rho \equiv \rho^i = [\rho_1 \ \rho_2 \ \rho_3]^T$ die Koordinaten eines materiellen Punktes mit der Masse dm bezüglich des Schwerpunktes C_i und \mathbf{E} die 3×3 -Einheitsmatrix. Der Trägheitstensor ist konstant, symmetrisch und positiv definit. Die Diagonalelemente $I_{\nu\nu}$ heißen axiale Trägheitsmomente, diese sind für reale Körper stets positiv und genügen der Dreiecksungleichung. Die Außerdiagonalelemente werden als Deviationsmomente bezeichnet. Wenn angenommen wird, dass sich keinerlei Masse außerhalb der Fahrzeugachsen befindet, kann die Fahrzeugmasse in jeweils zwei Massepunkte in Achsrichtung aufgeteilt und dann der Satz von Steiner [55] angewendet werden. Dadurch werden die Deviationsmomente zu Null, der Trägheitstensor bleibt lediglich auf der Hauptdiagonalen besetzt.

5.3.1 Bewegungsgleichungen für Mehrkörpersysteme

Es existieren mehrere Methoden zur Herleitung der Bewegungsgleichungen. Die Herleitung der Bewegungsgleichungen nach der synthetischen Methode von Newton-Euler und der analytischen Methode nach d'Alembert, Jourdain bzw. Lagrange ist mit den jeweils wesentlichen Schritten als Blockdiagramm in Bild (5.5) dargestellt [49].

Die resultierenden Bewegungsgleichungen sind stets gewöhnliche Differentialgleichungen, wobei ihre Form vom Typ des Mehrkörpersystems abhängig ist. Je nachdem, ob die eingprägten Kräfte und Momente von den Reaktionskräften und -momenten abhängig sind oder nicht, handelt es sich um ideale Systeme oder nichtideale Systeme. Ein System, das nur Feder-, Dämpfer- und Gewichtskräfte beinhaltet, ist z. B. ein ideales System, weil die eingprägten Kräfte von der Systemreaktion unabhängig sind. Treten hingegen Gleitreibungskräfte und schlupfabhängige Kontaktkräfte auf, die von den Reaktionskräften abhängige eingprägte Kräfte darstellen, entsteht ein nichtideales System.

Bei holonomen Zwangsbedingungen und eingprägten Kräften, die nur von den Lage- und Geschwindigkeitsgrößen abhängen, handelt es sich um gewöhnliche Mehrkörpersysteme. Die Ableitung der Bewegungsgleichungen lassen sich z. B. in [31, 49] finden. Sie lauten:

$$\mathbf{M}(\mathbf{y}, t) \ddot{\mathbf{y}}(t) + \mathbf{k}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t) = \mathbf{g}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t) \quad (5.22)$$

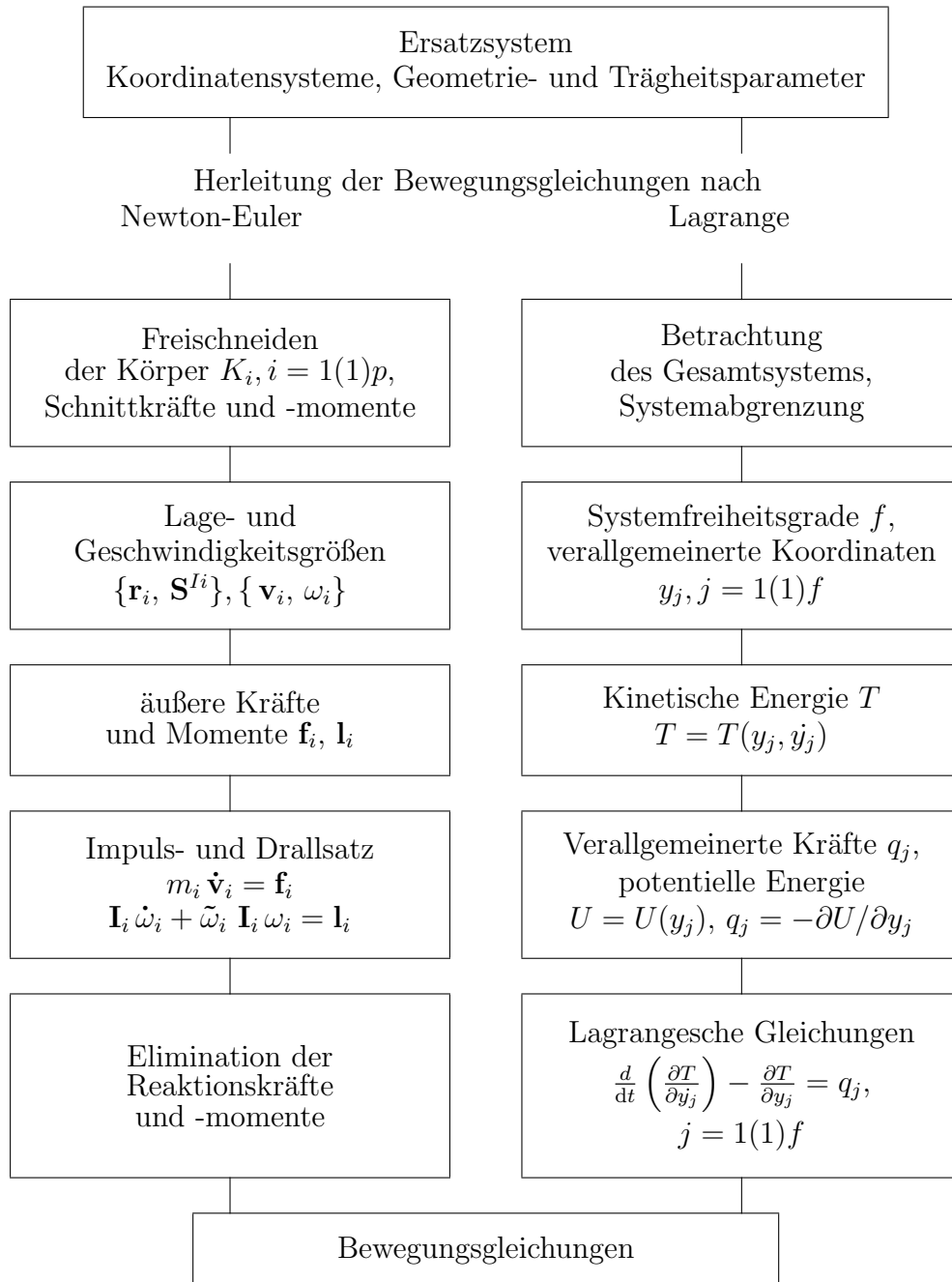


Bild 5.5: Herleitung der Bewegungsgleichungen für Mehrkörpersysteme nach Newton-Euler und Lagrange [49]

Darin ist \mathbf{y} der $f \times 1$ - Lagevektor der verallgemeinerten Koordinaten, \mathbf{M} die symmetrische $f \times f$ - Massenmatrix, \mathbf{k} der $f \times 1$ - Vektor der verallgemeinerten Kreiselkräfte, der die Coriolis- und die Zentrifugalkräfte sowie die Kreismomente umfasst, und \mathbf{g} der $f \times 1$ - Vektor der verallgemeinerten Kräfte.

5.3.2 Kinematische Schleifen

In einem System können die verschiedenen Körper so miteinander verbunden werden, dass geschlossene Verbindungen von Körpern und Gelenken entstehen. Diese werden als kinematische Schleifen bezeichnet und bereiten bei der mathematischen Behandlung oft Probleme, da die Körperkoordinaten eine große Zahl von nichtlinearen Bindungsgleichungen erfüllen müssen und nur von wenigen verallgemeinerten Koordinaten abhängen. Für die Lösung dieses Problems existieren verschiedene Lösungsansätze [57].

Bei Fahrzeugmodellen treten kinematische Schleifen typischerweise bei den Radaufhängungen auf. **Simpack** arbeitet in diesem Fall mit einem differential-algebraischen Gleichungssystem [19]. Hierdurch werden die Bewegungsgleichungen für jeden Körper unabhängig von den Bindungsgleichungen formuliert, wobei für jede Bindung eine zusätzliche Unbekannte, die so genannte verallgemeinerte Reaktionskraft, auftritt. Zusammen mit den Bindungen entsteht ein differential-algebraisches System, bei dem die Bindungsgleichungen erst bei der Lösung des Systems erfüllt werden.

5.4 Fahrzeugbeschreibung VW Caravelle

Man setzt Fahrzeugmodelle aus einer Karosserie, Radaufhängungen, Reifen, einer Lenkung und einem Antriebsstrang zusammen. Auf die Modellierung des Antriebsstranges wird in dieser Arbeit verzichtet.

Das Fahrwerk des VW Caravelle setzt sich aus folgenden Elementen zusammen [5]:

- Vorderachse: Die Vorderachse besteht aus einer Doppelquerlenkerachse mit längsliegenden Drehstabfedern, Teleskop-Stoßdämpfern und einem Stabilisator.
- Hinterachse: Die Hinterachse setzt sich aus Einzelradaufhängungen an Schräglenkern mit Miniblock-Schraubenfedern und Teleskop-Stoßdämpfern zusammen.

5.5 Modellbildung mit Simpack

Das Mehrkörpersimulationsmodell des VW Caravelle wurde mit **Simpack** erstellt. **Simpack** kann zur Modellbildung, Simulation, Analyse und Entwicklung verschiedener mechanischer Systeme verwendet werden [26].

Die Simulationsmodelle können aus starren Körpern, Koppelementen wie Federn, Dämpfern und Kraftstellgliedern sowie Bindungselementen wie Gelenken und Führungen bestehen. Das Programmpaket **Simpack AUTOMOTIVE**⊕ beinhaltet fahrzeugspezifische Substrukturen, beispielsweise verschiedene Vorder- und Hinterradaufhängungen. Um ein Modell für den VW Caravelle zu erstellen, werden die geeigneten Substrukturen ausgewählt und so modifiziert, dass die technischen Daten näherungsweise mit denen des realen Fahrzeugs übereinstimmen. Für die Vorderräder wird eine Doppelquerlenker-Einzelradaufhängung gewählt, die der **Simpack**-Substruktur „Double wishbone independent wheel suspension“ entspricht (Bild 5.6), die Vorderachse wird mit einem Stabilisator versehen. Für die Hinterräder wird eine Schräglenker-Einzelradaufhängung eingesetzt, wofür die **Simpack**-Substruktur „Independent swing axle suspension“ (Bild 5.7) verwendet wird. Außerdem werden eine Lenkung und die Fahrzeugkarosserie eingefügt. Als Reifenmodell in **Simpack** kommt das Magic Tyre Formula Modell zum Einsatz (vgl. Kapitel 6).

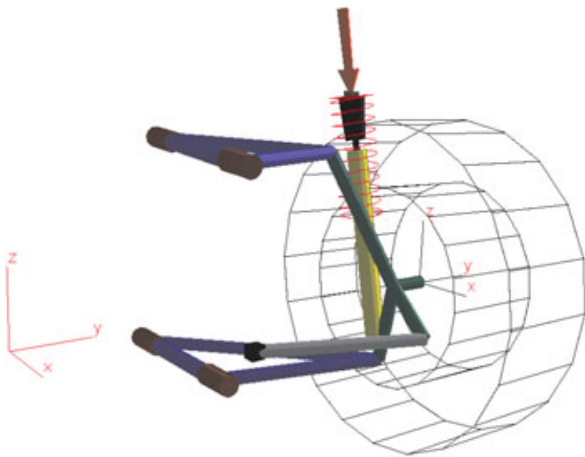


Bild 5.6: Substrukturaufbau der Einzelradaufhängung vorne

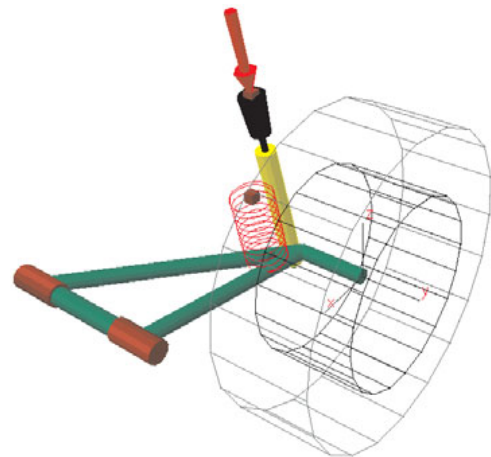


Bild 5.7: Substrukturaufbau der Einzelradaufhängung hinten

Die von **Simpack** bereitgestellte Substruktur der Lenkung (Bild 5.8) setzt die rotatorische Bewegung φ des Lenkgetriebes in eine translatorische Bewegung der Lenkstange s mithilfe des Parameters N um:

$$\Delta\delta_L = N \cdot \Delta l. \quad (5.23)$$



Bild 5.8: Substrukturaufbau der Lenkung

Die geometrischen Abmessungen der Fahrzeugkarosserie des VW Caravelle sind gut bekannt [5]. Dementsprechend werden die Daten in **Simpack** modifiziert. Die Masse der Fahrzeugkarosserie entspricht der um die Massen der Radaufhängungen, des Stabilisators, der Reifen und der Lenkung reduzierten Gesamtmasse des Fahrzeug. Sie wird im Schwerpunkt konzentriert angenommen.

Bild 5.9 zeigt das komplette Fahrzeugmodell auf einer von **Simpack** bereitgestellten Fahrbahn.

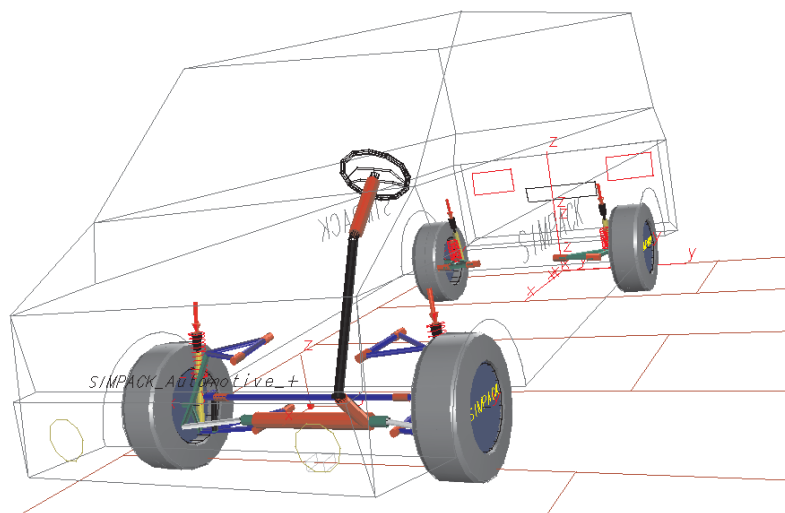


Bild 5.9: Simpackmodell VW Caravelle

5.6 Weiterverarbeitung des Modells in Matlab

Um das entwickelte Modell mit dem Einspurmodell zu vergleichen, können mit **Simpack** die linearen Systemmatrizen für **Matlab** erzeugt werden. Hierfür wird zuerst das quasistatische Gleichgewicht bei verschiedenen, aber jeweils konstanten Geschwindigkeiten berechnet.

Als Zustandsgrößen wählt **Simpack** alle unabhängigen Gelenkzustände und deren Ableitungen aus, die Eingangsgrößen sind im u -Vektor festgelegt, wobei hier der Lenkwinkel die Steuergröße darstellt. Über einen Sensor im Fahrzeugschwerpunkt wird die Ausgangsgröße y als Querabweichung des Sensors von der Straßenmitte festgelegt.

Die linearen Systemmatrizen können in **Matlab** zu Simulationen herangezogen werden, die z. B. mit denen der Einspurmodelle verglichen werden können.

6 Reifenmodelle

Das Reifenmodell stellt als Verbindungselement zwischen Fahrzeug und Straße das wichtigste Teilmodell dar. Das Verhalten des Reifens bestimmt maßgeblich das dynamische Verhalten des Fahrzeugs. Die Kraftkopplung Straße – Reifen kann auf unterschiedliche Weise modelliert werden.

So wurde z. B. beim Einspurmodell (Kapitel 3) ein linearisiertes Reifenmodell verwendet. Beim MKS-Modell in Abschnitt 5 können unterschiedliche Reifenmodelle aus der Programm-bibliothek eingebunden werden.

In den folgenden Abschnitten werden die Reifenmodelle „Magic Tyre Formula“ (Abschnitt 6.3) und „HSRI“ (Abschnitt 6.4) vorgestellt. Aufgrund eines Vergleichs dieser beiden Ansätze wurde dann für die Simulation des VW Caravelle T4 das Reifenmodell „Magic Tyre Formula“ gewählt.

6.1 Radmodell

Das Rad wird vom Antriebsmoment M_A angetrieben [8, 10, 39]. Es dreht sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_R , hieraus resultiert eine Bewegung mit der Geschwindigkeit v_R . Der Drehung wirkt das Trägheitsmoment $J_R \dot{\omega}_R$, die Umfangskraft F_x und das Rollwiderstandsmoment M_{Roll} entgegen. Das Rad federt infolge der statischen Radlast ein, sodass der Abstand zwischen Rollzentrum und Kontaktfläche sich verkürzt und den dynamischen Halbmesser r_{dyn} bildet, vgl. Bild 6.1. Er ergibt sich aus dem Abrollumfang $U = 2\pi r_{\text{dyn}}$, der die Strecke je Umdrehung eines schlupffrei rollenden Rades bezeichnet [51]. Der Angriffspunkt der Aufstandskraft F_z verlagert sich um die Strecke e vor die Radaufstandsmittle. Für die unbeschleunigte Fahrt erhält man folgende Gleichung:

$$J_R \ddot{\phi} = 0 = M_A - F_x r_{\text{dyn}} - M_{\text{Roll}} \quad (6.1)$$

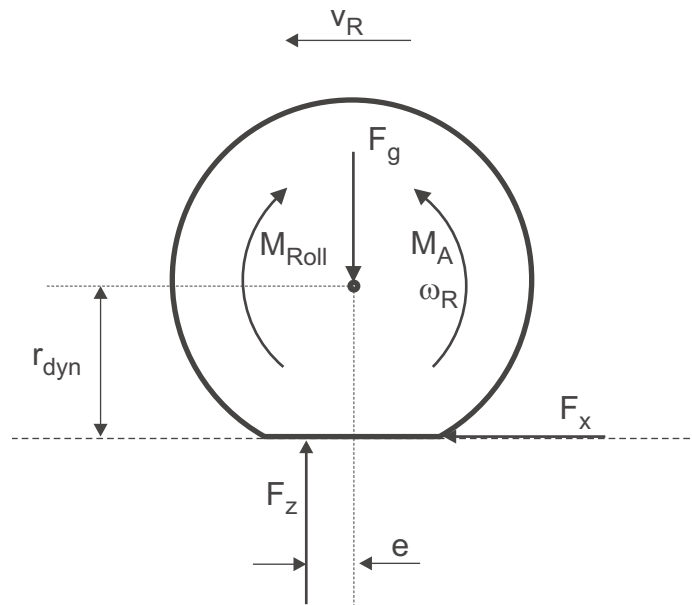


Bild 6.1: Kräfte und Momente am Rad

6.2 Reifeneigenschaften

Die Charakteristik der Reifen spielt bezüglich des Fahr- und Bremsverhaltens eine dominierende Rolle. Alle dynamischen Kräfte, außer den aerodynamischen, werden über die vier Reifenaufstandsflächen vom Fahrzeug auf die Fahrbahn übertragen. Das Reifenmodell beschreibt die Entstehung der statischen Längs- und Seitenkräfte und des Rückstellmoments sowie das dynamische Reifenverhalten.

Als Eingangsgrößen des Reifenmodells dienen die Schräglaufwinkel, das Radmoment, der Schlupf der einzelnen Räder und die Radlasten. Bild 6.2 zeigt den nichtlinearen Verlauf der Kräfte über dem Schlupf λ . Im Anhang C.3 finden sich die simulierten schlupfabhängigen Kennlinien für die beiden in den folgenden Abschnitten vorgestellten Reifenmodelle Magic Tyre Formula und HSRI.

Die Längskraft F_x entsteht infolge von Antriebs- oder Bremskräften, die in das Rad einge-
leitet werden.

Man unterscheidet zwischen Längs- und Querschlupf. Der Längsschlupf wird aus den Bewegungsgeschwindigkeiten und den Drehgeschwindigkeiten der einzelnen Räder bestimmt und

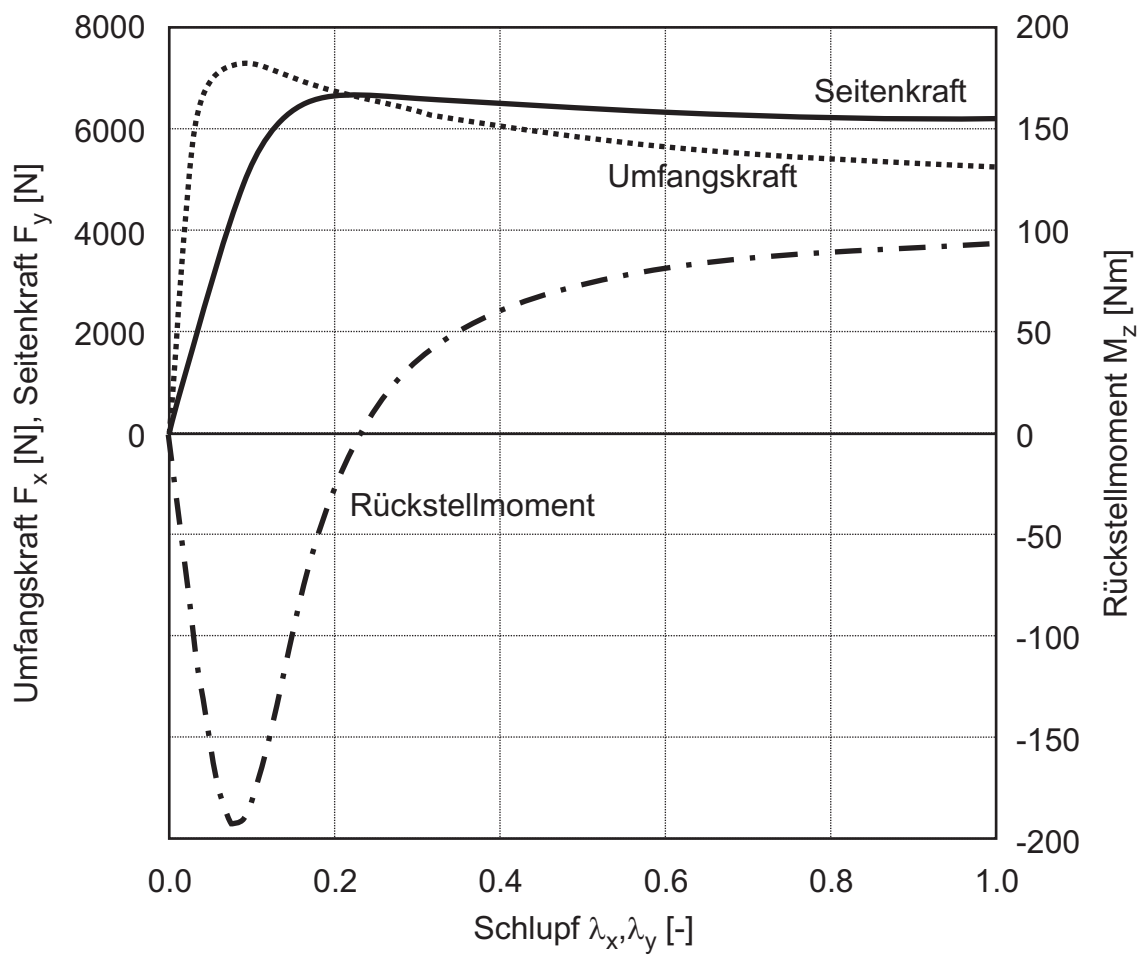


Bild 6.2: Kräfte und Momente in Abhängigkeit vom Schlupf, Radlast 8000 N, Sturz 0°
(Simpacksimulation mit Magic Formula Reifenmodell)

jeweils für den Antriebs- und Bremsfall definiert:

$$\lambda_{x,\text{antrieb}} = \frac{\omega_R r_{\text{dyn}} - v_R}{\omega_R r_{\text{dyn}}} \quad (6.2)$$

$$\lambda_{x,\text{brems}} = \frac{v_R - \omega_R r_{\text{dyn}}}{v_R}$$

Der Querschlupf λ_y entsteht durch die Einwirkung der Querkraft F_y , sodass zwischen der Radlängsachse x_R und der Bewegungsrichtung des Rades v_R der Schräglaufwinkel α liegt (Bild 6.3).

$$\lambda_y = \frac{v_{y,R}}{v_{x,R}} = \tan(\alpha) \quad (6.3)$$

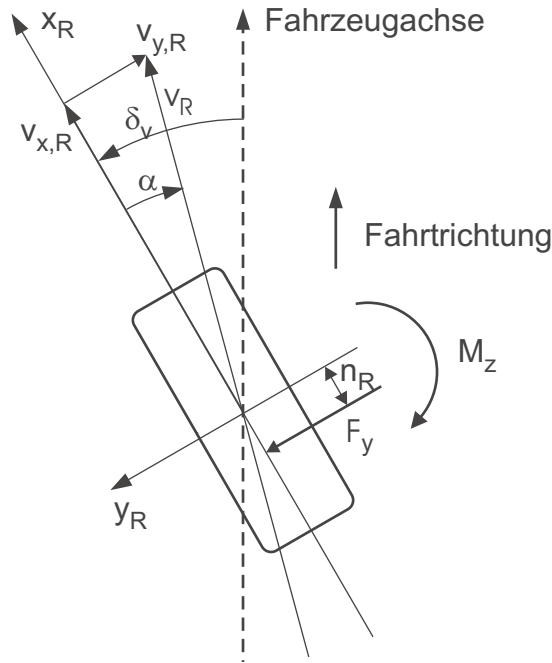


Bild 6.3: Schräglaufwinkel und Querschlupf

Da die Seitenkraft um den Reifennachlauf n_R von der Radquerachse verschoben angreift, entsteht das Rückstellmoment M_z , das der Radauslenkung entgegenwirkt. Es ist von der Geschwindigkeit, dem Schräglaufwinkel und dem Kraftschlussbeiwert abhängig.

Bei gleichzeitigem Auftreten von Längs- und Querkraften, wie z. B. beim Bremsen in der Kurve, beeinflussen sich die Längs- und Querkraften gegenseitig. Die resultierende Kraft kann

einen bestimmten Grenzwert, der aus dem Produkt des Haftbeiwerts und der Vertikalkraft besteht, nicht überschreiten [75]:

$$\mu_{\max} F_z = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (6.4)$$

Zur Ermittlung der bei der Fahrt auftretenden Reifenkräfte existieren unterschiedliche Reifenmodelle [6, 32, 38, 47, 72]. Man unterscheidet dabei zwischen einer mathematischen und einer physikalischen Herangehensweise. Bei physikalischen Modellen werden die Bauweise und die Materialeigenschaften des Reifens durch Differentialgleichungen nachgebildet. Es ergeben sich sehr umfangreiche Gleichungssysteme. Bei mathematischen Modellen werden die Kennlinien der Reifen durch mathematische Funktionen dargestellt. In beiden Fällen müssen die Parameter der Modelle an den jeweiligen Reifen angepasst werden.

In den folgenden beiden Abschnitten werden zwei mathematische Reifenmodelle – Magic Tyre Formula und HSRI – vorgestellt.

6.3 Magic Tyre Formula

6.3.1 Stationäre Kräfte und Momente

Der mathematische Ansatz der Magic Tyre Formula wurde Mitte der achtziger Jahre an der TU Delft entwickelt und durchlief in den folgenden Jahren mehrere Iterationen [6, 29, 46, 47].

Im Folgenden wird die 1997 veröffentlichte Version namens ‘Delft Tyre’ beschrieben. Sie greift einen empirischen Ansatz der Firma Michelin bei der Berechnung der horizontalen Kräfte bei kombiniertem Längs- und Querschlupf auf.

Die Parameter des Modells können leicht an gemessene Reifenkennlinien adaptiert werden, da sie physikalisch interpretierbar sind. Im Gegensatz zu anderen Reifenmodellen beschränkt sich die Magic Tyre Formula nicht auf die Berechnung kleiner Schlupfwerte.

Je nach Wahl der Koeffizienten können mit der Formel (6.5) die Längskräfte, die Seitenkräfte oder das Rückstellmoment im stationären Zustand berechnet werden. Es darf dabei jeweils nur seitlicher Schlupf oder Längsschlupf auftreten [6, 46, 47, 69, 71]. Die Variable x entspricht

der jeweiligen Eingangsgröße und y steht für die gesuchte Ausgangsgröße.

$$y = D \sin \left[C \arctan \left(Bx - E [Bx - \arctan(Bx)] \right) \right] \quad (6.5)$$

B : Steifigkeit

C : Formfaktor

D : Maximalwert

E : Biegefaktor

BCD : Steifigkeit bei Schlupf Null

Dabei entscheidet der Wert des Formfaktors C darüber, welche der Kräfte durch die Formel dargestellt werden. Der Wert beträgt:

- $C = 1.30$ für die Seitenkraft,
- $C = 1.65$ für die Bremskraft und
- $C = 2.40$ für das Rückstellmoment.

Die Formel beschreibt bisher Kurven durch den Ursprung. Um die Verschiebung der Reifenkennlinien aus dem Ursprung zu beschreiben, wie sie in der Realität vorkommen, werden zusätzliche Konstanten eingeführt:

S_h : horizontale Verschiebung

S_v : vertikale Verschiebung

Damit ergibt sich:

$$Y(X) = y(x) + S_v, \quad (6.6)$$

Die Bedeutung einiger Koeffizienten kann man aus Bild 6.4 ansehen.

Der Koeffizient D bestimmt den Maximalwert der Kurve, der an der Stelle x_m auftritt. Die Steigung im Ursprung wird durch den $\arctan(BCD)$ bestimmt. Die Asymptote, der sich die Kurve nähert, wird durch y_s charakterisiert.

$$y_s = D \sin \left(\frac{\pi}{2} C \right) \quad (6.7)$$

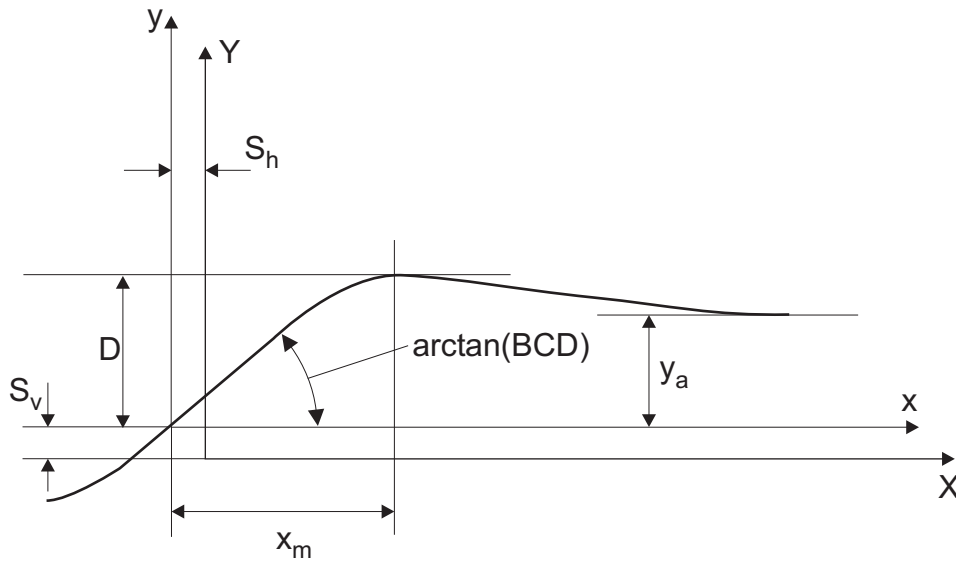


Bild 6.4: Bedeutung der Koeffizienten der Magic Tyre Formula

Der Koeffizient E beeinflusst sowohl die Biegung der Kurve in der Nähe des Maximums als auch den Schlupfwert x_m , an dem der Höchstwert auftritt.

$$E = \frac{B x_m - \tan\left(\frac{\pi}{2C}\right)}{B x_m - \arctan(B x_m)} \quad (6.8)$$

Um eine Asymmetrie der Kurve bezüglich der y-Achse zu ermöglichen, ist der Formfaktor E vom Vorzeichen der Abszisse abhängig.

$$E = E_0 + \Delta E \operatorname{sgn}(x) \quad (6.9)$$

Außerdem kann durch die Asymmetrie der unterschiedliche Verlauf von Antriebs- und Bremskraft berücksichtigt werden. Die Faktoren der Formel (6.5) sind Funktionen der Vertikalkraft F_z und des Sturzwinkels γ [6]. Die für die Berechnung der Kräfte und Momente benötigten Formeln sind im Anhang C.1 zusammengefasst.

Die Längs- und Seitenkräfte sowie die Geschwindigkeiten, die beim Bremsen in der Kurve auftreten, werden in Bild 6.5 dargestellt. Die in der Kontaktfläche wirkende Gesamtkraft \mathbf{F} setzt sich aus den Kräften in Längs- und Querrichtung F_x und F_y zusammen. Die Bewegungsgeschwindigkeit \mathbf{v} setzt sich aus der Schlupfgeschwindigkeit \mathbf{v}_s und der Rollgeschwindigkeit \mathbf{v}_r des Reifens zusammen. Die Schlupfgeschwindigkeit \mathbf{v}_s wird aus dem Längsschlupf v_{sx} und dem Querschlupf v_{sy} gebildet. Außerdem wirkt das Rückstellmoment M_z auf das Rad.

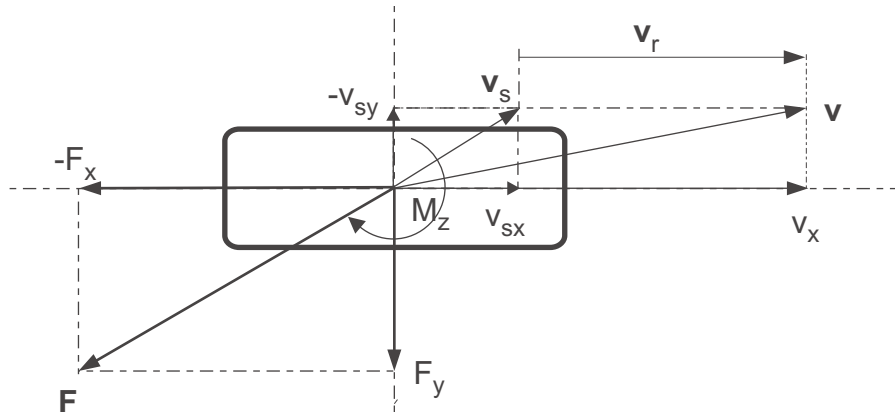


Bild 6.5: Kräfte beim Bremsen in der Kurve

Der Längsschlupf κ ist folgendermaßen definiert:

$$\kappa = 1 - \frac{v_{sx}}{v_x} \quad (6.10)$$

Für den Schräglaufwinkel α gilt:

$$\tan(\alpha) = \frac{v_{sy}}{v_x} \quad (6.11)$$

Außerdem gilt für die Rollgeschwindigkeit [46]:

$$v_r = r_{\text{dyn}} \omega_R = v_x - v_{sx} \quad (6.12)$$

Das Rückstellmoment M_z kann aus der Summe von M_{zr} und dem Produkt der Seitenkraft F_y und des Reifennachlaufs t gewonnen werden. Damit ergibt sich:

$$M_z = -t F_y + M_{zr} \quad (6.13)$$

mit

$$t(\alpha_t) = D_t \cos \left[C_t \arctan \left(B_t \alpha_t - E_t [B_t \alpha_t - \arctan(B_t \alpha_t)] \right) \right] c_\alpha$$

$$\alpha_t = \alpha + S_{Ht}$$

Faktor B beeinflusst den Kurvenverlauf in der Nähe des Maximums. Faktor C ist ein Formfaktor, der den Verlauf der horizontalen Asymptote bestimmt und D ist der Maximalwert

der Kurve. Faktor E bestimmt die Form der Kurve bei großen Schlupfwerten.

$$M_{zr}(\alpha_r) = D_r \cos[\arctan(B_r \alpha_r)] c_\alpha \quad (6.14)$$

mit

$$\alpha_r = \alpha + S_{Hf}$$

Das Maximum D_r des restlichen Moments M_{zr} liegt bei dem Schräglaufwinkel, für den die Seitenkraft Null wird. Dies wird durch den horizontalen Versatz S_{Hf} modelliert. Das Maximum des Reifennachlaufs t wird bei $\alpha = -S_{Ht}$ erreicht.

In der erweiterten Magic Formula wird kombinierter Schlupf in Längs- und Querrichtung durch Gewichtungsfunktionen beschrieben. Um das zu erreichen, werden die bei alleinigem Längs- oder Querschlufl auftretenden Kräfte mit Gewichtungsfunktionen multipliziert.

Das ermöglicht die Modellierung der gegenseitigen Abhängigkeit der Längs- und Seitenkraft bei kombiniertem Schlupf. Die Gewichtungsfunktionen haben eine Hügelform und werden durch cos-Funktionen dargestellt. Sie ergeben den Wert 1, wenn nur Längs- oder Querschlufl auftritt.

$$G = D \cos[C \arctan(Bx)] \quad (6.15)$$

Der Wert von x steht entweder für den Umfangsschlupf κ oder für den Schräglaufwinkel α . G ist der Wert der gesamten Gewichtungsfunktion. D beschreibt den Maximalwert der Kurve. C beschreibt die Höhe der Basis und B bestimmt die Biegung. Damit erhalten wir für die Seitenkraft F_y :

$$F_y = G_{y\kappa} F_{y0} + S_{Vy\kappa} \quad (6.16)$$

mit:

$$G_{y\kappa} = \frac{\cos[C_{y\kappa} \arctan(B_{y\kappa} (\kappa + S_{Hy\kappa}))]}{\cos[C_{y\kappa} \arctan(B_{y\kappa} S_{Hy\kappa})]} \quad (6.17)$$

$$B_{y\kappa} = r_{By1} \cos[\arctan(r_{By2} (\alpha - r_{By3}))] \quad (6.18)$$

$$S_{Vy\kappa} = D_{Vy\kappa} \sin[r_{Vy5} \arctan(r_{Vy6}\kappa)] \quad (6.19)$$

In Gleichung (6.16) bezeichnet F_{y0} die Seitenkraft, die sich ohne Längsschlupf ergibt. $S_{Vy\kappa}$ bezeichnet die vertikale Verschiebung, die entsprechend Gl. (6.19) vom Längsschlupf abhängig ist. Der Faktor $D_{Vy\kappa}$ bestimmt das Maximum von $S_{Vy\kappa}$, dieser nimmt mit steigendem Schräglaufwinkel ab. Die Breite der von der Gewichtungsfunktion geformten hügelartigen Kurve wird durch den Faktor $B_{y\kappa}$ bestimmt. Je kleiner $B_{y\kappa}$ ist, umso breiter ist der Hügel. Alle mit r bezeichneten Koeffizienten sind konstante Parameter.

Die Berechnung der Umfangskraft F_x geschieht in der gleichen Weise. Alle Formeln des Modells sind im Anhang D zusammengestellt.

6.4 HSRI Reifenmodell

6.4.1 Stationäre Kräfte und Momente

Das *HSRI-Modell* wurde 1969 am Highway Safety Research Institute der University of Michigan entwickelt und in den Folgejahren vom Institut für Fahrzeugtechnik der TU Braunschweig weiterentwickelt und ergänzt.

Das Modell berechnet die Reifenkräfte aufgrund der Verformungen durch im Reifen auftretende Spannungen. Es erhält den Schräglaufwinkel, die Radlast, die Raddrehzahl und die Radgeschwindigkeit des Rades vom Fahrzeugmodell und liefert die Seitenkräfte, die Umfangskräfte und das Rückstellmoment.

Die Seiten- und Längskräfte werden durch die Verformung in der Reifenaufstandsfläche, dem Latsch, übertragen. Durch die dabei entstehende Flächenpressung bilden sich Schubspannungen in Längs- und Querrichtung. Bei Überschreiten der Kraftschlussgrenze kommt es zum Gleiten. Bei der Beschreibung der Zusammenhänge werden folgende Vereinfachungen gemacht:

- Der Reifensturz wird nicht berücksichtigt.
- Es wird eine konstante Flächenpressung im Latsch angenommen.
- Die Mittellinie der Reifenkarkasse verschiebt sich durch die Seitenkraft parallel gegenüber der Radmittenebene.

- Im Gleitbereich des Latsch verschiebt sich die Latschmittellinie parallel zur Karkassenmittellinie.

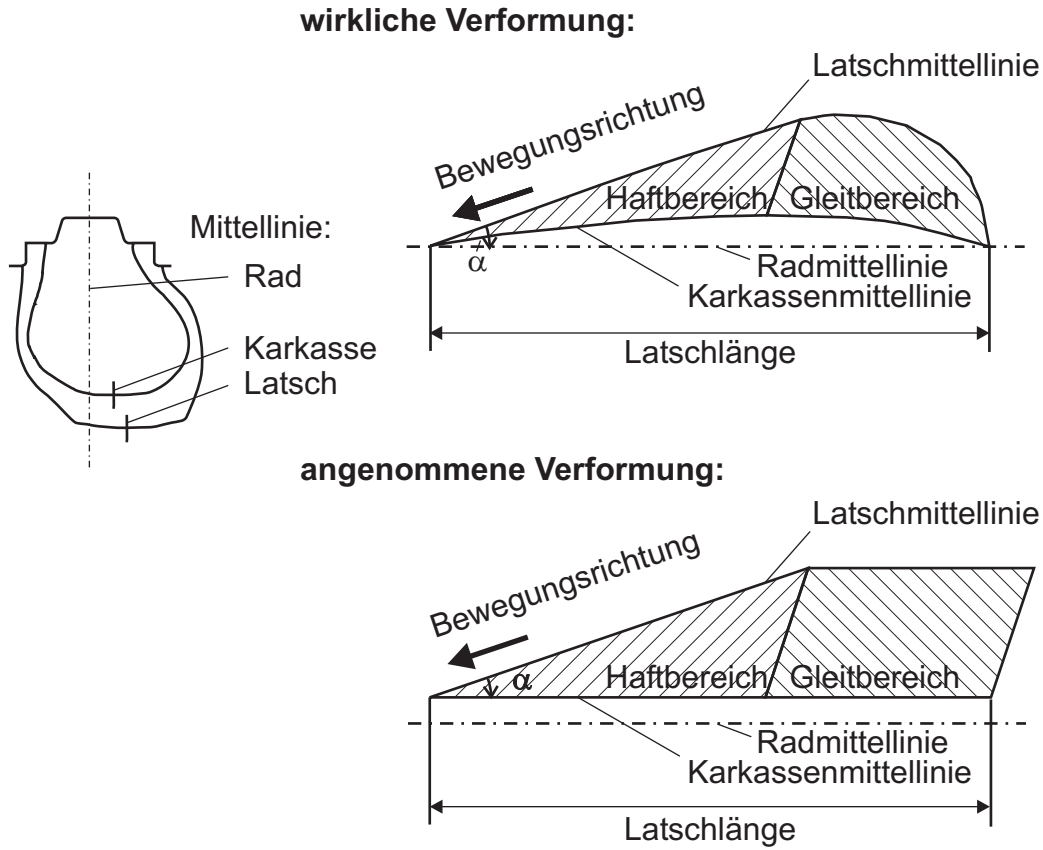


Bild 6.6: Latschauslenkung bei kleinen und großen Schräglaufwinkeln

Bild 6.6 zeigt die angenommene und die wirklich auftretende Verformung im Latsch [62]. Aus den Verformungen werden die Schubspannungen berechnet, wobei zwischen Haft- und Gleitbereich unterschieden wird. Durch Integration der Spannungen über den Latsch werden die Längs- und Seitenkräfte bestimmt [41, 45, 52].

Die Eigenschaften des Reifens werden durch folgende Parameter erfasst:

Die Schlupfsteifigkeit c_S

$$c_S = \left. \frac{\partial F_x}{\partial S} \right|_{S \rightarrow 0, \alpha=0} = L_S F_z \quad (6.20)$$

beschreibt den Anstieg der Umfangskraft-Schlupf-Kurve im Ursprung für den Schräglaufwinkel $\alpha = 0$. S ist der Umfangsschlupf.

Die Schräglauftsteifigkeit c_α

$$c_\alpha = \left. \frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \right|_{\substack{\alpha \rightarrow 0 \\ S=0}} = L_\alpha F_z \quad (6.21)$$

beschreibt den Anstieg der Seitenkraft-Schräglauf-Kennlinie im Ursprung bei Umfangsschlupf $S = 0$. Um die Radlastabhängigkeit zu berücksichtigen, wird der Seitenkraftbeiwert L_α eingeführt. Bei großen Radlaständerungen wird er durch eine quadratische Parabel approximiert [62]. Dazu dienen die Parameter $L_{\alpha,1}$ und $L_{\alpha,2}$:

$$L_\alpha = L_{\alpha,1} + L_{\alpha,2} \frac{F_z}{F_{z,\text{stat}}} \quad (6.22)$$

Die Gleitgeschwindigkeit v_g ergibt sich aus:

$$v_{g,i} = v_{x,i} \sqrt{S_i^2 + \tan^2 \alpha_i} \quad (6.23)$$

Die Berechnung des Kraftschlussbeiwerts hängt von der Gleitgeschwindigkeit v_g ab.

Ist $v_g < 80 \text{ km/h}$, dann ergibt sich μ aus:

$$\mu_i = f_{0,i} (1 - k_R v_{g,i}) \quad (6.24)$$

Ist jedoch $v_g \geq 80 \text{ km/h}$, dann wird μ auf folgende Weise berechnet:

$$\mu_i = f_{0,i} (1 - k_R \tanh(v_{g,i})^2) \quad (6.25)$$

Die Parameter f_0 und k_R erfassen die Kraftschlussabnahme bei zunehmender Gleitgeschwindigkeit. Beide sind von der Radlast abhängig:

$$f_0 = f_{0,1} + f_{0,2} F_z \quad (6.26)$$

$$l = l_1 + l_2 F_{z,i} \quad (6.27)$$

Die Funktionen \bar{s}_R und \bar{s}_A bestimmen, ob sich der Latsch im Haft- oder Teilgleitbereich befindet. Ist $\bar{s}_R \leq 0.5$, dann ist der Latsch im Haftbereich. Ist $\bar{s}_R > 0.5$, dann ist der Latsch im Teilgleiten. Gleiches gilt für \bar{s}_A , das zur Fallunterscheidung bei der Berechnung

des Reifennachlaufs dient.

$$\bar{s}_{R,i} = \frac{\sqrt{(L_S S_i)^2 + (L_{\alpha,i} \tan \alpha_i)^2}}{\mu_i (1 - S_i)} \quad (6.28)$$

$$\bar{s}_{A,i} = \frac{L_{\alpha,i} \tan \alpha_i}{\mu_i (1 - S_i)} \quad (6.29)$$

Damit ergibt sich die Umfangskraft:

$$F_{x,i} = L_S F_{z,i} \left(\frac{S_i}{1 - S_i} \right), \quad \text{für } \bar{s}_R \leq 0.5 \quad (6.30)$$

$$F_{x,i} = L_S F_{z,i} \left(\frac{S_i}{1 - S_i} \right) \left(\frac{\bar{s}_R - 0.5}{\bar{s}_R^2} \right), \quad \text{für } \bar{s}_R > 0.5 \quad (6.31)$$

Und für die Seitenkraft gilt:

$$F_{y,i} = L_{\alpha,i} F_{z,i} \left(\frac{\tan \alpha_i}{1 - S_i} \right), \quad \text{für } \bar{s}_R \leq 0.5 \quad (6.32)$$

$$F_{y,i} = L_{\alpha,i} F_{z,i} \left(\frac{\tan \alpha_i}{1 - S_i} \right) \left(\frac{\bar{s}_R - 0.5}{\bar{s}_R^2} \right), \quad \text{für } \bar{s}_R > 0.5 \quad (6.33)$$

Für den Reifennachlauf gilt:

$$n_{R,i} = \frac{1}{3} l \left[1 + 2\bar{s}_{A,i} \left(\frac{1}{2} - \bar{s}_{A,i} \right) \right], \quad \text{für } \bar{s}_A \leq 0.5 \quad (6.34)$$

$$n_{R,i} = l \left(\frac{12 - \frac{1}{\bar{s}_{A,i}^2}}{12 - \frac{3}{\bar{s}_{A,i}}} - 1 \right) \left(1 - \frac{\bar{s}_{A,i} - 0.5}{k_{\text{Kor}}} \right), \quad \text{für } \bar{s}_A > 0.5 \quad (6.35)$$

Für den Versatz in y-Richtung gilt:

$$n_{y,i} = -\frac{F_{y,i}}{c_{y,i}} \quad (6.36)$$

Damit kann das Rückstellmoment berechnet werden:

$$M_z = F_{y,i}n_{R,i} - F_{x,i}n_{y,i} \quad (6.37)$$

6.4.2 Dynamisches Verhalten

Die bisherigen Aussagen beschreiben das statische Reifenverhalten bei einem bestimmten Schräglaufwinkel α . In der Realität ändern sich der Schräglaufwinkel und der Schlupf durch Beschleunigen, Bremsen und Lenken ständig. Daher muss das Reifenmodell das dynamische Verhalten beim Aufbau der Reifenkräfte berücksichtigen. Da sich die Seitenkraft durch Verspannung der Latschteile aufbaut, ist eine ganze Radumdrehung nötig bis sie ihren stationären Endwert erreicht hat. Dieses instationäre Verhalten wird durch die folgende Differentialgleichung beschrieben [56]:

$$\dot{F}_y + \frac{c_y}{c_\alpha} v F_y = c_y \left(v \alpha - \frac{l_L}{2} \dot{\alpha} - \dot{y}_R \right) \quad (6.38)$$

Aus der Gleichung ist ersichtlich, dass das Einlaufverhalten von der Geschwindigkeit abhängig ist. In [33] wird das Verhalten durch e-Funktionen nachgebildet, was einer Modellierung durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung entspricht. Für $\alpha = \alpha_0$ erhält man:

$$\frac{F_{y\text{Dyn}}(s)}{F_{y\text{Stat}}(s)} = \frac{1}{(1 + T_E s)} \quad (6.39)$$

mit $T_E = \frac{c_\alpha}{c_y v}$.

6.5 Vergleich der Reifenmodelle

Das HRSI-Modell ist statisch, es beruht auf einem physikalischen Modell. Es wird die Auslenkung der Protektorteilchen von der Karkassenmittellinie betrachtet, dabei ist die Auslenkung proportional dem Abstand der Teilchen von der Einlaufzone. So ergibt sich ein linearer Schubspannungsverlauf bis zur Kraftschlussgrenze, über der Kraftschlussgrenze bleibt die

Schubspannung konstant. Die Protektorteilchen werden als gleitend angenommen. Die wirkende Kraft ist proportional der Fläche, die vom Schubspannungsverlauf und der Karkassenmittellinie eingeschlossen wird. Die Wirkungslinie für das Rückstellmoment wird durch den Flächenschwerpunkt bestimmt.

Die Anzahl der benötigten Parameter ist relativ gering. Die Parameter werden durch Anpassung an gemessene Reifenkennlinien bestimmt. Dabei ist es nötig, sich an Erfahrungswerten aus der Literatur zu orientieren, da die Zahlenwerte der Parameter schwierig zu interpretieren sind.

Das Modell errechnet einen linearen Verlauf der Kräfte bei kleinen Schräglaufwinkeln. Das entspricht nicht der Realität, da die Reifenkennlinien auch bei kleinen Schräglaufwinkeln nichtlinear sind. Auch der Einfluss des Sturzes wird linearisiert. Der Verlauf der Seitenkraft fällt bei kleinen Schräglaufwinkeln zu stark gegenüber der Umfangskraft ab. Desweiteren gibt es starke Abweichungen des Rückstellmoments bei großen Schräglaufwinkeln. Die Rückstellmomente fallen bei der Simulation mit steigendem Schräglaufwinkel wesentlich langsamer ab als bei gemessenen Reifendaten, da die Verschiebungen der Reifennachläufe nicht berücksichtigt werden.

Die im Modell getroffenen Vereinfachungen und Annahmen schränken die Genauigkeit des Modells wesentlich ein. Die Formänderung im Latsch wird stark vereinfacht. Die Annahme, dass die Flächenpressung konstant ist, entspricht nicht der Realität. Beim Anfahrvorgang lässt sich das Modell gar nicht verwenden, da bei einer Geschwindigkeit von Null kein Längsschlupf auftritt und damit auch keine Kräfte wirken können.

Das Magic Formula Modell ist ein empirisches Modell, bei dem die Reifenkräfte durch mathematische Funktionen nachgebildet werden. Es handelt sich um ein statisches Modell. Die Startwerte der Parameter für die Regressionsprozedur können aus gemessenen Reifenkennlinien abgelesen werden.

Die Offsets S_v und S_h ermöglichen das Verschieben der Kennlinien aus dem Ursprung, was den realen Gegebenheiten entspricht. Außerdem gibt es die Möglichkeit, die Asymmetrie der Reifenkennlinien bezüglich der y-Achse darzustellen. Dadurch kann der Unterschied zwischen Beschleunigen und Bremsen nachgebildet werden. Das Modell wird in vielen Veröffentlichungen verwendet. Dadurch ist es möglich, Vergleichswerte für Reifenparameter bestimmter Reifen zu beschaffen.

Aufgrund der Möglichkeit, das Modell genauer an die gemessenen Daten anzupassen, ist das Magic Formula Modell zu bevorzugen. Man kann davon ausgehen, dass eine bessere

Anpassung des Modells an die realen Gegebenheiten genauere Ergebnisse bei der Simulation ermöglicht.

Im Mehrkörpersimulationsmodell des VW Caravelle T4 kommt daher das Reifenmodell „Magic Tyre Formula“ zum Einsatz.

Ein Problem bei der Parametrisierung beider Modelle ist die Tatsache, dass Reifenkennlinien für verschiedene Fahrbahnverhältnisse (Nässe, Schnee, Eis) und verschiedene Fahrbahnoberflächen nicht vorliegen. Ebenso wird der Einfluss des Luftdrucks im Reifen nicht berücksichtigt.

7 Regelungstechnische Analyse und Modellvergleich

Ausgehend von Kapitel 3 über das Einspurmodell erfolgt eine Analyse der Regelstrecke. Hierbei wird das Modell 5. Ordnung des Niederflurmnibusses verwendet. Die Analyse erfolgt zunächst für eine feste Geschwindigkeit von $v = 10$ m/s, einer konstanten Masse von $m = 15000$ kg und dem Haftbeiwert $\mu = 1$. Diese Angaben gelten auch, wenn keine weiteren Aussagen über die Streckenparameter gemacht werden.

Betrachtet man die Pol- und Nullstellenlage (Bild 7.1) der Regelstrecke des Niederflurmnibusses, so zeichnet sich diese durch einen dreifachen Pol im Ursprung aus.

Entsprechend erkennt man im Bodediagramm, dass für die offene Strecke der Phasenverlauf im gesamten Frequenzbereich kleiner als -180° ist und die ungeregelte Strecke somit instabil ist.

Die Wurzelortskurve der Strecke besitzt hierdurch zwei Wurzelortskurvenäste, die unter $\pm 60^\circ$ in der rechten s-Halbebene verlaufen (Bild 7.3). Für die Reglerauslegung heißt dies, dass ein Regler gefunden werden muss, der die Wurzelortskurvenäste für bestimmte Verstärkungen aus der rechten in die linke s-Halbebene verbiegt.

Nach einer Einführung in mögliche Modellunsicherheiten wird abschließend ein Modellvergleich zwischen dem Einspurmodell und dem Mehrkörpermodell des VW Caravelle T4 (Abschnitt 7.3) durchgeführt.

7.1 Modellunsicherheiten

Aufgrund der Beschreibung der realen Strecke durch lineare, zeitinvariante Modelle wird die reale Strecke nur näherungsweise abgebildet. Die Abweichung des linearen Modells vom

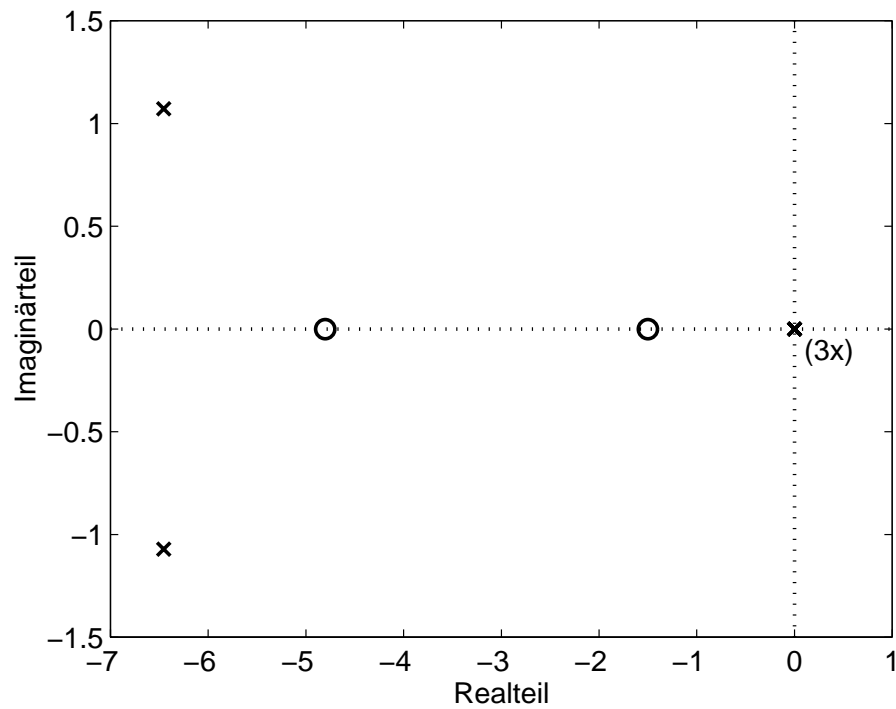


Bild 7.1: Pol-/Nullstellenverteilung des Omnibusses

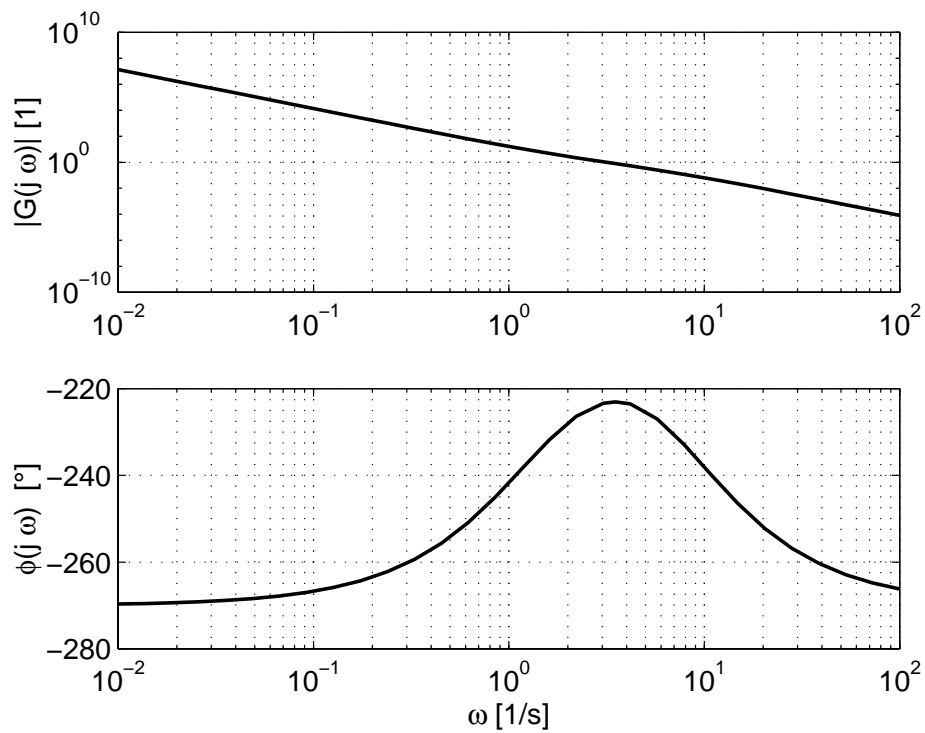


Bild 7.2: Bodediagramm des Omnibusses

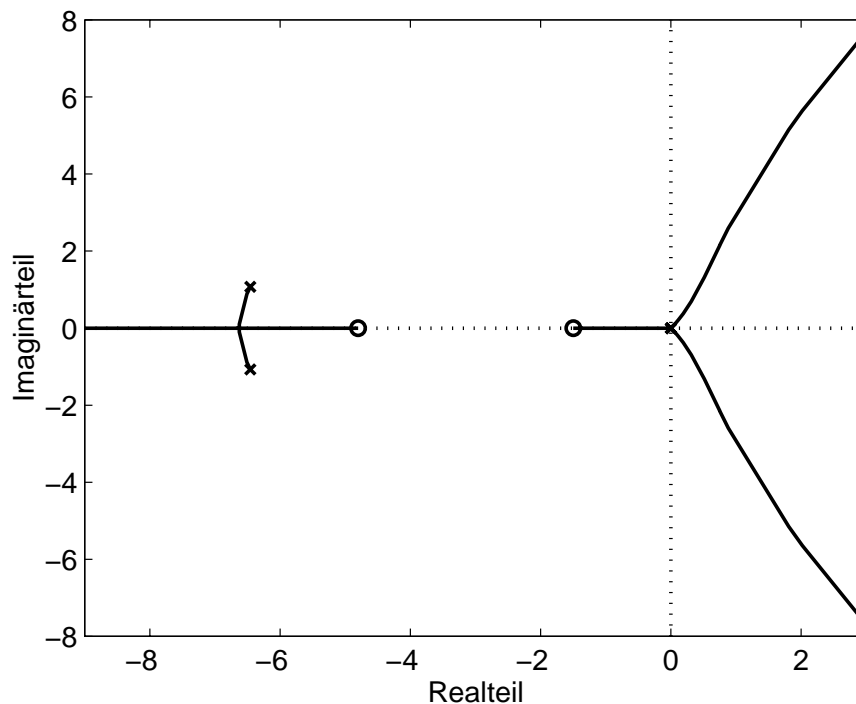


Bild 7.3: Wurzelortskurve des Omnibusses

physikalischen Originalsystem wird in diesem Zusammenhang auch als Modellunsicherheit bezeichnet [66]. Diese Modellunsicherheit begründet sich auf unterschiedliche Weise:

Häufigste Ursache sind Nichtlinearitäten des realen Prozesses. Durch die Linearisierung wird nur ein schmaler Bereich um den jeweiligen Arbeitspunkt genau genähert. Darüberhinaus beeinflussen veränderliche Randbedingungen die Streckenparameter, man denke hier z. B. an den Reibkoeffizienten zwischen Rad und Straße je nach Fahrbahnoberfläche oder Witterungszustand. Neben diesen bekannten Unsicherheiten gibt es aber auch immer echte Unsicherheiten, die daraus resultieren, dass physikalische Parameter häufig nicht exakt bestimmbar sind.

Man unterscheidet bei der Beschreibung von Modellunsicherheiten unstrukturierte und strukturierte Modellunsicherheiten.

7.1.1 Unstrukturierte Modellunsicherheiten

Die folgende Betrachtung wird anhand eines Mehrgrößensystems vorgenommen, die Reduktion auf ein Eingrößensystem ergibt sich durch den Übergang von $\mathbf{G}_0 \rightarrow G_0$ bzw. $\mathbf{G} \rightarrow G$ und einen Übergang der vektoriellen auf skalare Größen.

Bei der Beschreibung durch unstrukturierte Modellunsicherheiten werden Unsicherheiten im Allgemeinen als additive oder multiplikative Unsicherheiten des linearen, nominalen Modells $G_0(s)$ formuliert (Bild 7.4).

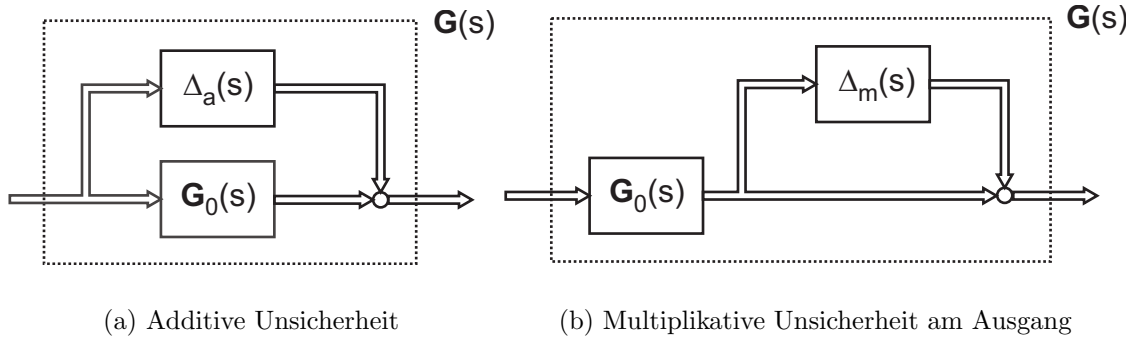


Bild 7.4: Unstrukturierte Unsicherheiten

Eine additive Unsicherheit ist durch

$$G(s) := G_0(s) + \Delta_a(s) \quad (7.1)$$

und eine multiplikative Unsicherheit

$$G(s) := (1 + \Delta_m(s)) G_0(s) \quad (7.2)$$

definiert.

$\Delta_a(s)$ stellt dabei eine normbegrenzte Klasse von additiven Unsicherheiten dar. Die Unsicherheit darf die Anzahl der grenz- und instabilen Pole des Systems nicht verändern [50]. Multiplikative Unsicherheiten können am Systemein- oder -ausgang aufgeschaltet werden. Bild 7.4 (b) zeigt eine multiplikative Ausgangsunsicherheit; für $\Delta_m(s)$ setzt man die Kenntnis einer oberen Schranke voraus.

Multiplikative Fehler bleiben beim Vorschalten eines bekannten Systems erhalten. Sie sind deshalb oft leichter handhabbar als additive Fehler [66].

7.1.2 Strukturierte Modellunsicherheiten

Bei einer physikalisch motivierten Modellbildung liegen die Modellunsicherheiten meist in der Form von zulässigen Intervallen für die Parameter in der Zustandsraumdarstellung vor.

Hervorgerufen werden diese Unsicherheiten durch Nichtlinearitäten, zeitinvariante Systeme oder durch veränderliche Parameter p . Das mit Unsicherheiten behaftete lineare Zustandsraummodell kann wie folgt beschrieben werden:

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}(t, \mathbf{x}, p) \mathbf{x} + \mathbf{B}(t, \mathbf{x}, p) \mathbf{u} \\ \dot{\mathbf{y}} &= \mathbf{C}(t, \mathbf{x}, p) \mathbf{x} + \mathbf{D}(t, \mathbf{x}, p) \mathbf{u}\end{aligned}\quad (7.3)$$

Man kann sie mit Unsicherheitsmatrizen $\Delta_{\mathbf{A}}$, $\Delta_{\mathbf{B}}$, $\Delta_{\mathbf{C}}$, $\Delta_{\mathbf{D}}$ über die additive Fehlerbeschreibung formulieren:

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= [\mathbf{A} + \Delta_{\mathbf{A}}(t, \mathbf{x}, p)] \mathbf{x} + [\mathbf{B} + \Delta_{\mathbf{B}}(t, \mathbf{x}, p)] \mathbf{u} \\ \dot{\mathbf{y}} &= [\mathbf{C} + \Delta_{\mathbf{C}}(t, \mathbf{x}, p)] \mathbf{x} + [\mathbf{D} + \Delta_{\mathbf{D}}(t, \mathbf{x}, p)] \mathbf{u}\end{aligned}\quad (7.4)$$

und erhält das dazugehörige Blockschaltbild (Bild 7.5).

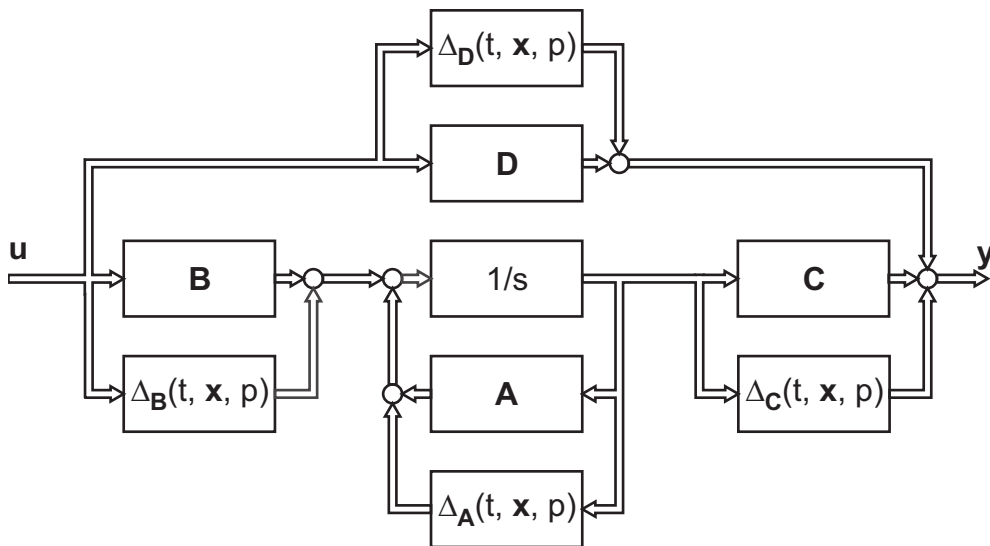


Bild 7.5: Strukturierte Unsicherheiten

7.1.3 Lineare fraktionale Transformation (LFT)

Für den Fall eines Mehrgrößensystems (MultiInputMultiOutput) lassen sich die in den Abschnitten 7.1.1 und 7.1.2 eingeführten Beschreibungen der Unsicherheiten in einer Matrix Δ zusammenfassen, die über die Eingänge \mathbf{s} und Ausgänge \mathbf{p} mit der Übertragungsmatrix

\mathbf{P} des Streckenmodells verbunden sind [66, 73]. Der mathematische Zusammenhang

$$\begin{bmatrix} \mathbf{s} \\ \mathbf{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{P}_{11}(s) & \mathbf{P}_{12}(s) \\ \mathbf{P}_{21}(s) & \mathbf{P}_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{p} \\ \mathbf{u} \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

wird im Blockschaltbild 7.6 verdeutlicht.

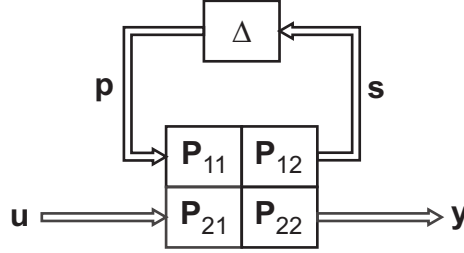


Bild 7.6: Lineare fraktionale Transformation

Die Übertragungsmatrix des fehlerhaften Systems berechnet sich zu:

$$\begin{aligned} \mathbf{G}_{\Delta} &= \frac{\mathbf{y}}{\mathbf{u}} = \mathbf{P}_{22} + \mathbf{P}_{21} \Delta (\mathbf{I} - \mathbf{P}_{11} \Delta)^{-1} \mathbf{P}_{12} \\ &:= \mathcal{F}(\mathbf{P}, \Delta) \end{aligned} \quad (7.6)$$

Im Englischen bezeichnet man \mathcal{F} als „linear fractional transformation“ (LFT) von Δ bezüglich \mathbf{P} . Für $\Delta = \mathbf{0}$ muss sich die nominelle Regelstrecke \mathbf{G}_0 als Übertragungsmatrix zwischen der Stellgröße \mathbf{u} und der Ausgangsgröße \mathbf{y} ergeben, da die Fehler verschwinden. Es gilt also immer:

$$\mathbf{P}_{22} = \mathbf{G}_0 \quad (7.7)$$

Für eine sinnvolle Fehlerbeschreibung muss man voraussetzen, dass $\lim_{\omega \rightarrow \infty} [\mathbf{I} - \mathbf{P}_{11} \Delta(\omega)]$ für alle betrachteten Fehler nichtsingulär ist und die Übertragungsmatrix $\mathbf{P}(s)$ sich durch eine Rückführung von \mathbf{y} auf \mathbf{u} stabilisieren lässt [50]. Damit ist \mathbf{G}_{Δ} eindeutig definiert und realisierbar.

7.2 Unsicherheiten der Fahrzeugmodellierung beim Niederfluornibus

Einige der Modellunsicherheiten der Strecke, insbesondere Parameterunsicherheiten, werden im Folgenden vorgestellt. Ausgehend von dieser Analyse werden dann im Kapitel 8 unterschiedliche Regler entworfen und analysiert.

Einfluss der Geschwindigkeit

Die Geschwindigkeit variiert von $v = 0$ km/h im Stillstand bis zur maximalen Geschwindigkeit. Bei einer Analyse des Einspurmodells zeigt sich, dass die Querdynamik dominant von der Fahrzeuggeschwindigkeit beeinflusst wird. Die Pole verschieben sich mit zunehmender Geschwindigkeit zur imaginären Achse, vgl. Bild 7.7. Außerdem werden die reellen Pole konjugiert komplex.

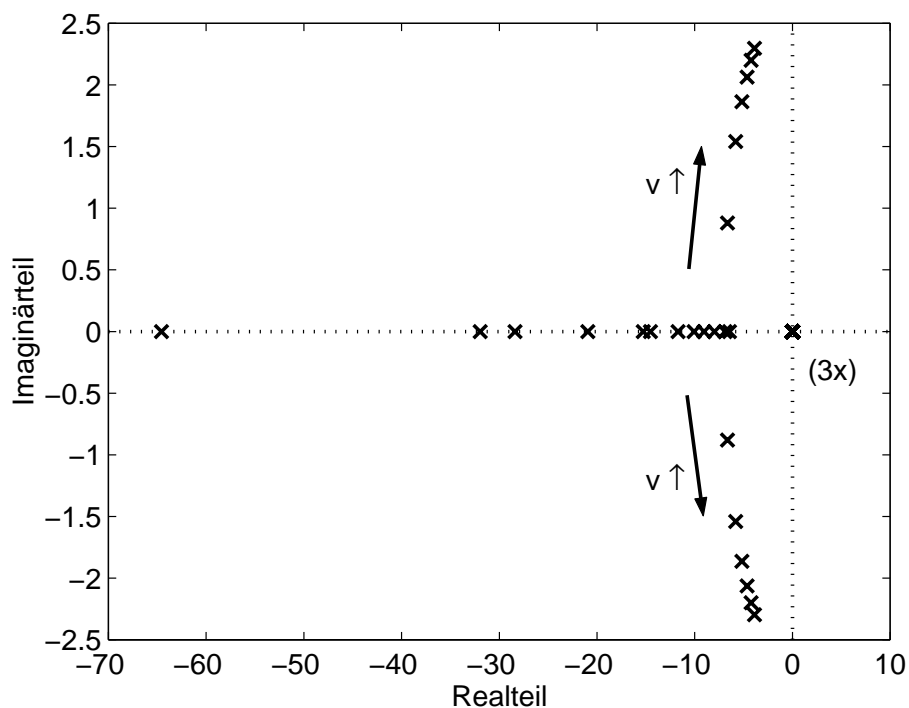


Bild 7.7: Pollagen bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten: $v = 5 \dots 50$ km/h

Im Bodediagramm 7.8 erkennt man eine deutliche Phasenabnahme bei zunehmender Geschwindigkeit.

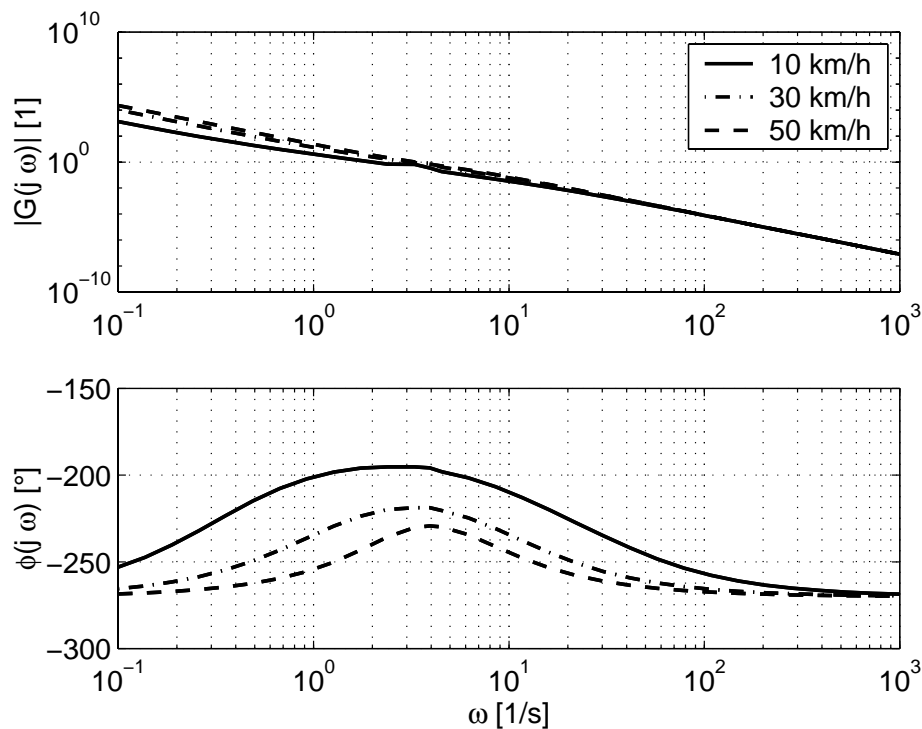


Bild 7.8: Bodediagramm für unterschiedliche Geschwindigkeiten

Einfluss der Fahrzeugmasse

Die Masse m des Fahrzeugs ist abhängig von der Zuladung und bewegt sich dementsprechend zwischen Leergewicht und maximalem Gesamtgewicht, $m = 13600 \dots 18100$ kg. Mit der Masse ändert sich auch proportional das Trägheitsmoment J [41]:

$$J = i^2 m \quad (7.8)$$

$i \approx 2.06$ ist hierbei der aus Herstellerangaben berechnete konstante Trägheitsradius. Berücksichtigt man die lineare Trägheitszunahme bei einer Erhöhung der Masse, so ergibt sich bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h die in Bild 7.9 dargestellte Abhängigkeit der Pole von der Gesamtmasse und des Trägheitsmoments. Man erkennt, dass der Masseneinfluss im Gegensatz zum Geschwindigkeitseinfluss vernachlässigbar ist.

Einfluss des Reibkoeffizienten

Der Reibkoeffizient kann, je nach Fahrbahnbedingungen, zwischen $\mu = 0.5$ bei regennasser und $\mu = 1$ bei trockener Fahrbahn schwanken und beeinflusst damit ebenfalls das Strecken-

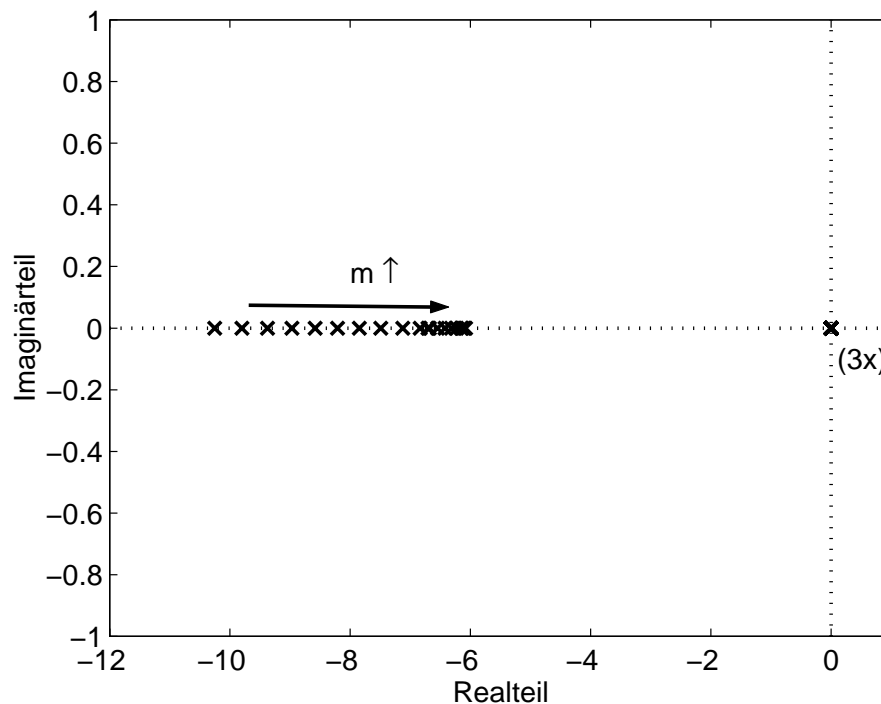


Bild 7.9: Polstellen bei unterschiedlicher Masse: $m = 13600 \dots 18100$ kg

verhalten. Im Gegensatz zur Abhängigkeit der Zuladung, ist jedoch ein Abfall des Reibkoeffizienten nicht vernachlässigbar, vgl. Bild 7.10. Bei Glatteis kann μ sogar noch kleinere Werte annehmen, praktisch müsste für eine gute Regleradaption auch permanent der Reibkoeffizient Rad - Straße ermittelt werden. Dies ist praktisch und kostengünstig zur Zeit nicht möglich.

Einfluss der Reifensteifigkeiten

Ein weiterer unsicherer Parameter des Streckenmodells sind die Reifenseitensteifigkeiten c_V und c_H . Hierbei resultiert die Problematik jedoch nicht aus den alterungsbedingten Veränderungen der Parameter, sondern aus dem Mangel an Reifenherstellangaben. In Kapitel 6 wurde gezeigt, wie aufgrund von Prüfstandmessungen Reifenparameter ermittelt werden können. Im Fall der Niederflur Omnibusse war allerdings eine Prüfstandmessung nicht möglich. Es wurde daher mit abgeschätzten Reifenseitensteifigkeiten laut Bushersteller gearbeitet.

Variiert man die Herstellerangaben um $\pm 25\%$, so ergibt sich der in Bild 7.11 dargestellte Verlauf und man erkennt die Phasenabnahme bei Verringerung der Seitensteifigkeiten.

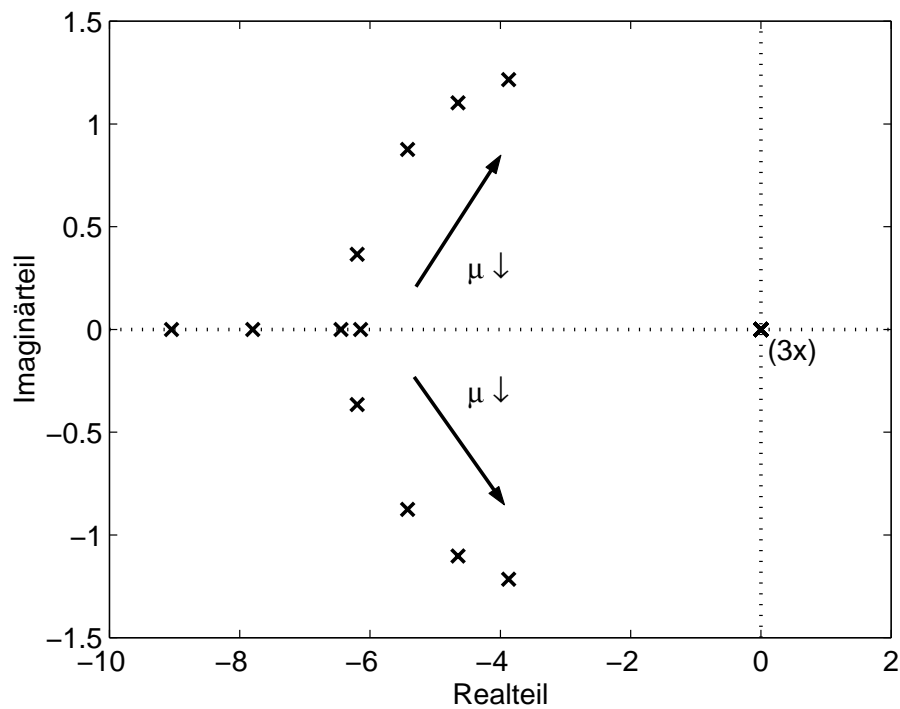
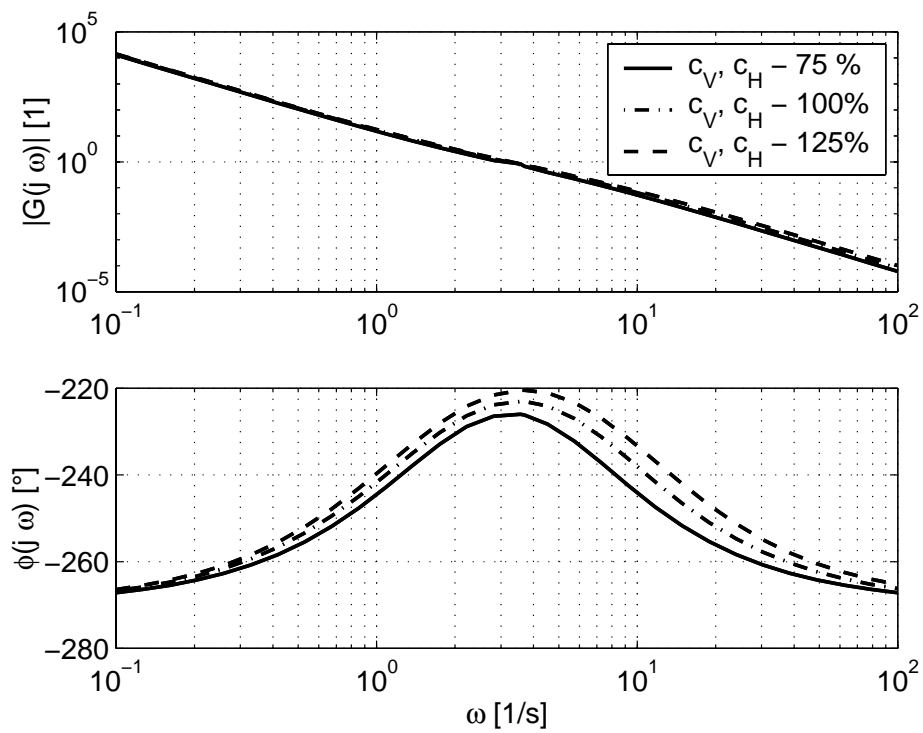
Bild 7.10: Pollagen bei unterschiedlichen Haftwerten: $\mu = 0.5 \dots 1$ 

Bild 7.11: Bodediagramm für veränderliche Reifenseitensteifigkeiten

7.3 VW Caravelle

Beim VW Caravelle sieht das Streckenverhalten des Einspurmodells ähnlich aus. Es unterscheidet sich lediglich dadurch, dass als Stellgröße nicht mehr die Lenkwinkelgeschwindigkeit, sondern der Lenkwinkel dient. Hieraus reduziert sich die Anzahl der Pole im Ursprung von 3 auf 2, vgl. Bild 7.12. Auch für den VW Bus ergeben sich Unsicherheit bezüglich der Stre-

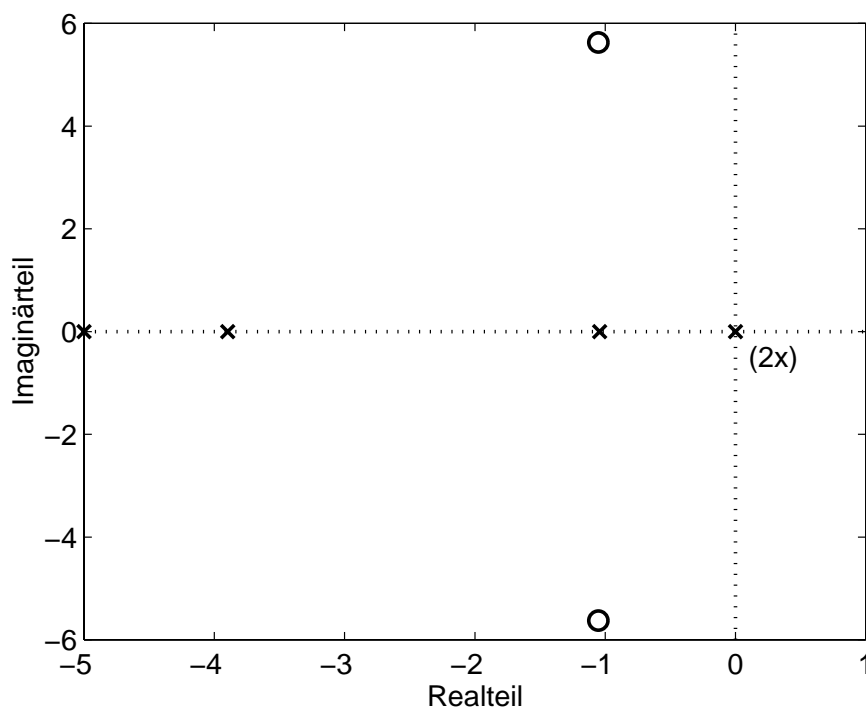


Bild 7.12: Pol-/Nullstellenverteilung VW Caravelle

ckenparameter. Die Zuladung kann ebenfalls variieren, allerdings in einem kleineren Bereich. Die beschriebenen Zusammenhänge beim Niederfleromnibus für die Geschwindigkeit v , die Gesamtmasse m und den Reibkoeffizienten μ gelten analog für den VW Caravelle.

Für den VW Caravelle liegen mehr Konstruktionsdaten und Fahrzeugparameter (vgl. Anhang A.2), als für den Niederfleromnibus SB 220, vor. Hieraus ergibt sich die Möglichkeit zum Modellvergleich ein Mehrkörpermodell zu erstellen. Der Aufbau erfolgt mit dem MKS-Programm *Simpack*, vgl. Kapitel 5.

7.3.1 Modellvergleich MKS-Modell – Einspurmodell 5. Ordnung

Das in **Simpack** erstellte VW Caravelle Modell führt nach einer Linearisierung auf ein System 28. Ordnung. Ein Großteil der Eigenfrequenzen liegt jedoch außerhalb des für die Querdynamik interessierenden Frequenzbereichs.

Vergleicht man die Frequenzgänge für das querdynamische Verhalten des VW Caravelle nach dem Einspurmodell (5. Ordnung) mit denen der linearisierten Systemmatrizen aus einer Mehrkörpersimulation, so zeigen sich einige Unterschiede.

Exemplarisch stellen die Bilder 7.13 und 7.14 die Frequenzgänge $|G(j\omega)|$ und Amplitudengänge $\phi(j\omega)$ für zwei unterschiedliche Geschwindigkeiten $v = 10$ km/h und $v = 100$ km/h dar.

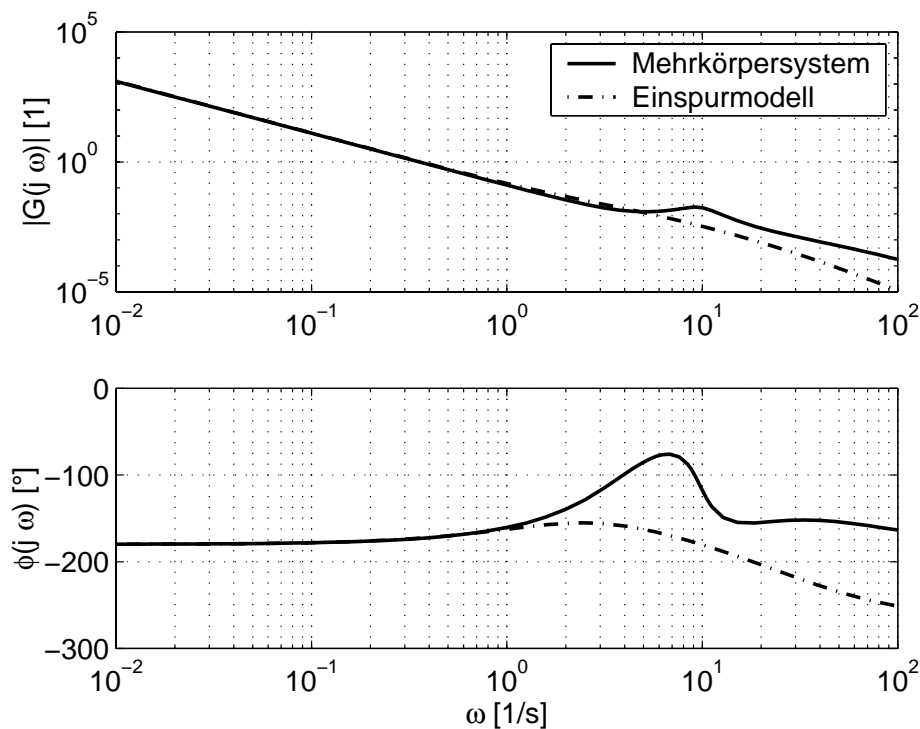
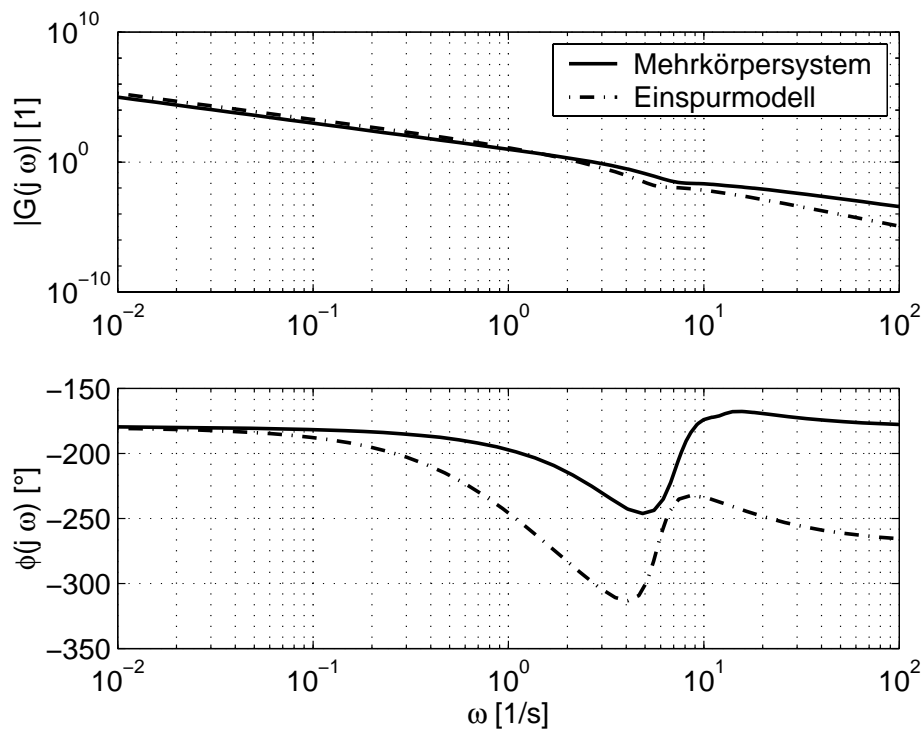


Bild 7.13: Bodediagramm VW-Caravelle bei $v = 10$ km/h

Vergleicht man den Frequenzbereich von 0 – 1.5 Hz, dies ist der Bereich einer Anregung durch einen realen Fahrer, zeigt sich keine Resonanzüberhöhung, d. h. der Lenkwinkel und die Querabweichung zeigen keine Überschwinger. Bis ca. 0.3 Hz sind die Betragsverläufe des Einspur- und des Mehrkörpermodells sehr ähnlich. Bei höheren Frequenzen nimmt die Verstärkung des Einspurmodells jedoch stärker ab als beim **Simpack**-Modell. Bei 1.5 Hz ist die Verstärkung beim MKS-Modell fast doppelt so groß wie beim Einspurmodell.

Bild 7.14: Bodediagramm VW-Caravelle bei $v = 100$ km/h

Ein Vergleich mit vorhandenen querdynamischen Untersuchungen von Personenkraftwagen in Limousinenbauform in der Literatur [41, 75] zeichnet sich durch Phasenverläufe aus, die zwischen den hier ermittelten des Einspur- und Mehrkörpermodells liegen. Dies ist dadurch zu erklären, dass der Verlauf der Frequenzgänge von den verwendeten Fahrzeugparametern abhängig ist. Er verändert sich je nach Lastverteilung innerhalb des Fahrzeugs. D. h. Front-, Mittel- oder Hecklastigkeit beeinflussen den Frequenzgang ebenso wie die Beschaffenheit der Reifensteifigkeiten und andere konstruktive Daten des Fahrzeugs.

In Tabelle 7.1 sind die Phasenreserven des Einspur- bzw. des **Simpack**-Modells für verschiedene Geschwindigkeiten aufgeführt, Bild 7.15 zeigt die Abhängigkeiten graphisch.

Bei beiden Modellen nimmt die Phasenreserve mit zunehmender Geschwindigkeit ab, beim Einspurmodell jedoch stärker als beim **Simpack**-Modell. Beim Einspurmodell liegt sie generell niedriger als beim **Simpack**-Modell. Während das **Simpack**-Modell theoretisch bis 30 km/h stabil ist, ist dies beim Einspurmodell nur bis 10 km/h der Fall. Allerdings erreichen beide Modelle weder eine Phasenreserve von 50° , die für ein gutes Führungsverhalten wichtig ist, noch eine Phasenreserve von 30° , die für ein gutes Störverhalten erforderlich wäre [20, 37].

Falls ein Regler verwendet wird, um die Phasenreserve anzuheben, muss dieser entweder für die höchste auftretende Geschwindigkeit ausgelegt werden oder die Phase linear mit der

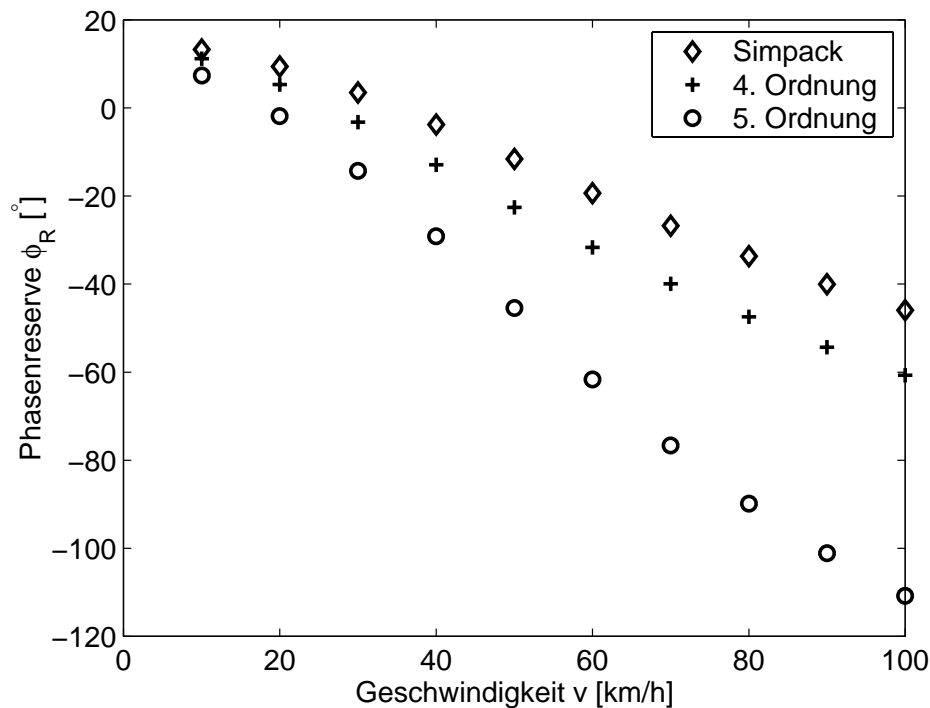


Bild 7.15: Phasenreserven bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten des Simpack-Modells und der Einspurmodelle 4. Ordnung bzw. 5. Ordnung

Geschwindigkeit anheben. Falls der Regler für das Einspurmodell ausgelegt wird, führt er auch beim Simpack-Modell zu einer ausreichenden Phasenreserve.

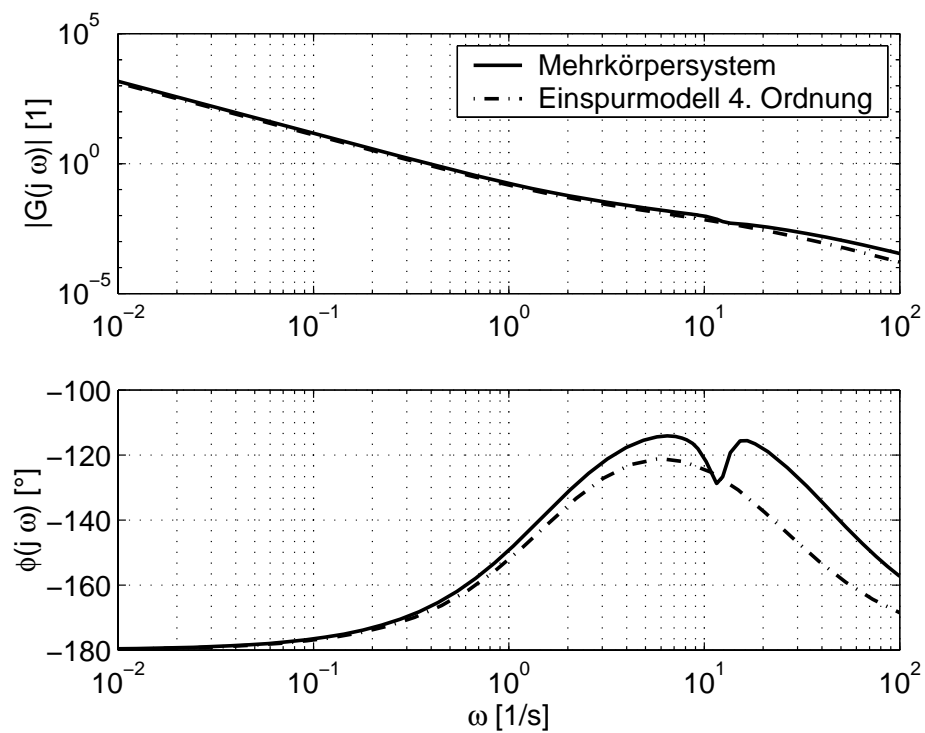
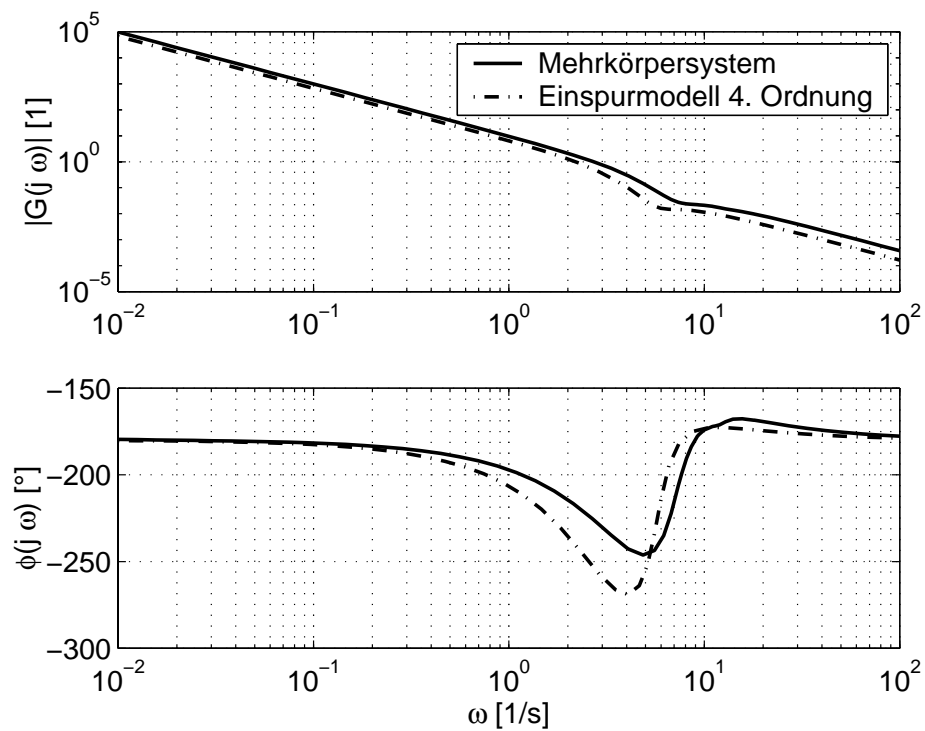
7.3.2 Modellvergleich Einspurmodell 4. Ordnung – Simpack-Modell

Eine bessere Übereinstimmung zeigt das Simpack-Modell mit dem Einspurmodell 4. Ordnung, in dem der Vorderradeinschlagwinkel durch bereits bekannte Zustandsgrößen beschrieben wird. Als Beispiele dienen wieder die Bodediagramme für $v = 10$ km/h (Bild 7.16) und für $v = 100$ km/h (Bild 7.17).

Der Betrag des Simpack-Modells liegt auch hier etwas höher als der des Einspurmodells. Da beim Einspurmodell angenommen wird, dass der Schwerpunkt auf Straßenhöhe liegt und die Räder links und rechts zu einem Rad zusammengefasst werden, werden der Nick- und Wankwinkel nicht berücksichtigt. Beim Simpack-Modell liegt der Schwerpunkt allerdings über der Fahrbahn und die Räder werden nicht zusammengefasst. Hierdurch erhöht sich die Querabweichung, da zu der seitlichen Abweichung des Fahrzeugs aufgrund der Lenkbewegung auch ein durch den Wankwinkel hervorgerufener Anteil hinzukommt. Der Betragsverlauf liegt höher als beim Einspurmodell, dies zeigt sich insbesondere bei schnellen Lenkbewegungen.

Tabelle 7.1: Phasenreserven des **Simpack**- und des Einspurmodells 4. bzw. 5. Ordnung bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten

v [km/h]	Simpack-Modell		Einspurmodell			
			4. Ordnung		5. Ordnung	
	ϕ_R [°]	ω_D [1/s]	ϕ_R [°]	ω_D [1/s]	ϕ_R [°]	ω_D [1/s]
10	13.27	0.39	11.20	0.36	7.37	0.36
20	9.42	0.78	5.34	0.71	-1.87	0.72
30	3.50	1.15	-3.20	1.02	-14.25	1.07
40	-3.76	1.48	-12.90	1.29	-29.12	1.38
50	-11.57	1.77	-22.58	1.52	-45.44	1.65
60	-19.36	2.02	-31.65	1.70	-61.67	1.87
70	-26.76	2.24	-39.92	1.90	-76.66	2.03
80	-33.65	2.42	-47.45	1.99	-89.82	2.15
90	-40.04	2.58	-54.34	2.10	-101.15	2.23
100	-45.95	2.71	-60.71	2.20	-110.76	2.30

Bild 7.16: Bodediagramm bei $v = 10$ km/hBild 7.17: Bodediagramm bei $v = 100$ km/h

Bei diesem Einspurmodell erreicht die Phase zwar immer noch nicht die Werte des **Simpack**-Modells, aber die Abweichungen sind sehr viel geringer. Bei 100 km/h liegt der Abfall der Phase vom Anfangswert bei 90° , beim **Simpack**-Modell sind es 65° . Dann wird die Phase wieder auf einen Wert angehoben, der beim Einspurmodell ca. 10° und beim **Simpack**-Modell ca. 15° über dem Anfangswert liegt.

Auch die Werte der Phasenreserve (Tabelle 7.1, Bild 7.15) weichen nicht so sehr vom **Simpack**-Modell ab, wie beim Einspurmodell 5. Ordnung. Generell gelten aber dieselben Aussagen wie dort.

Durch Parametervariationen können die Frequenzgänge beeinflusst werden. Wenn im **Simpack**-Modell z. B. die seitliche Haftreibungszahl der Reifen reduziert wird, ergeben sich für niedrige Geschwindigkeiten nahezu identische Bodediagramme für beide Modelle. Bei höheren Geschwindigkeiten treten sehr viel größere Abweichungen auf. Der untersuchte VW Caravelle ist frontlastig, wodurch die Normalkraft hinten geringer als vorne ist. Hinten treten größere Schräglaufwinkel und damit auch eine höhere seitliche Haftreibungszahl μ_y auf [51]. Wenn die Haftreibungswerte für die Vorderräder auf 0.15 und für die Hinterräder auf 0.3 gesetzt wird, ergeben sich sehr gute Übereinstimmungen der beiden Modelle für niedrige (Bild 7.18) und ebenfalls recht ähnliche Verläufe bei höheren Geschwindigkeiten (Bild 7.19).

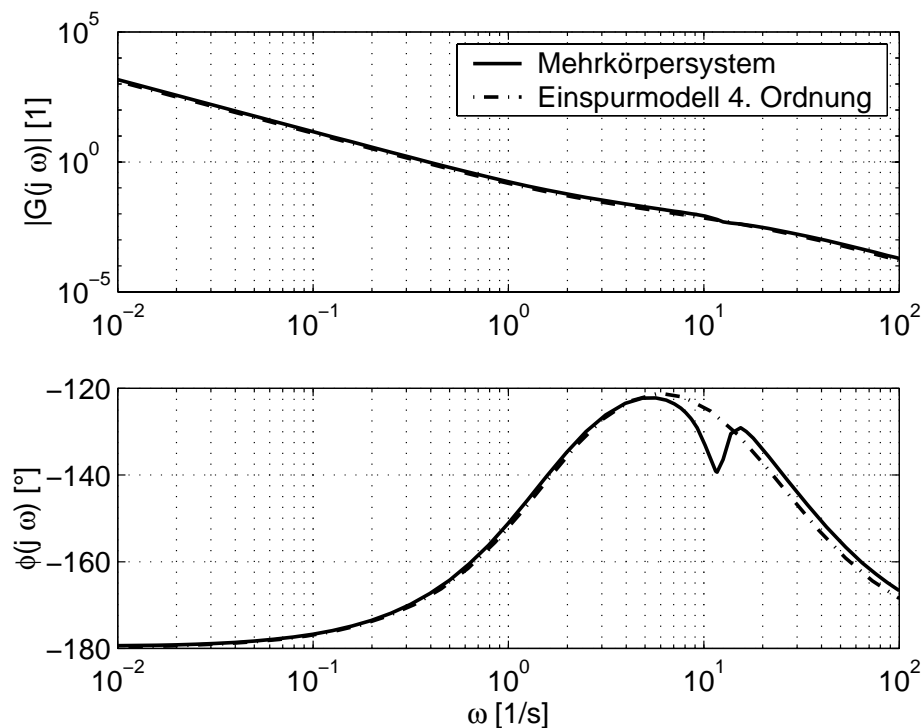


Bild 7.18: Bodediagramm mit variertem μ_y bei $v = 10$ km/h

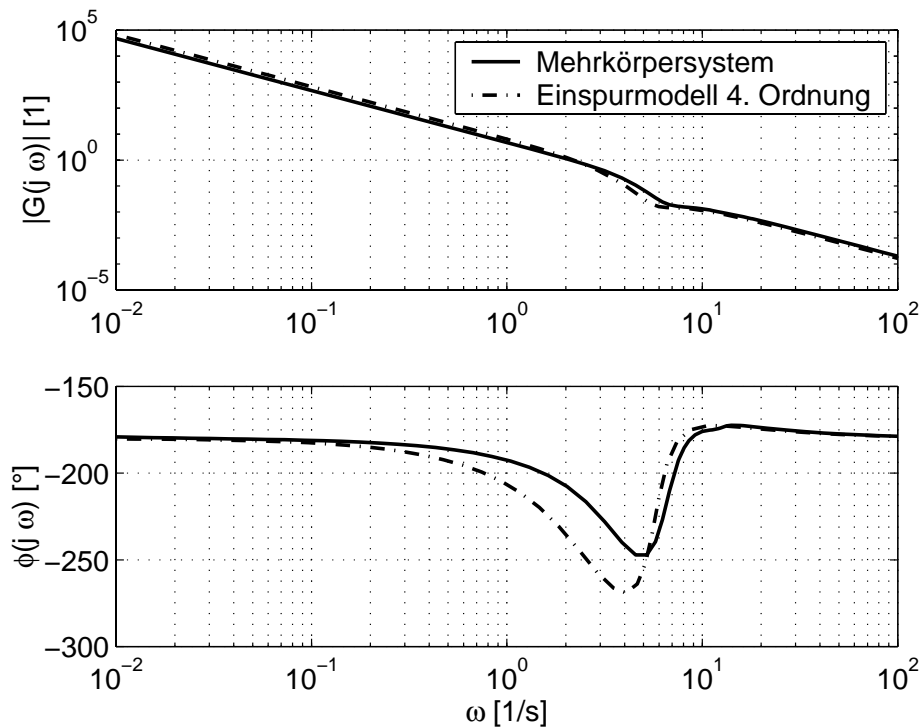


Bild 7.19: Bodediagramm mit variertem μ_y bei $v = 100$ km/h

7.4 Vergleich Mehrkörpermodell – Einspurmodell

Vergleicht man zusammenfassend die Ergebnisse aus der Mehrkörpersimulation und aus Simulationen mit dem Einspurmodell, so zeigt sich ein sehr ähnliches Verhalten für geringe Geschwindigkeiten. Wird die Geschwindigkeit größer, so ist die Verstärkung des Amplitudengangs des MKS-Modells größer als die des Einspurmodells. Der Phasengang des MKS-Modells verhält sich insgesamt gutmütiger als der des Einspurmodells.

Das **Simpack**-Modell stellt das Fahrzeugsystem aufgrund der detaillierteren Beschreibung prinzipiell genauer dar. Es geht von einem Schwerpunkt über der Fahrbahn und zwei Rädern pro Achse aus und arbeitet mit mehr Parametern als das Einspurmodell. Allerdings waren viele der verwendeten Fahrzeugparameter nicht bekannt und mussten deshalb geschätzt werden. Dies schränkt den Einsatz des MKS-Modells für die Reglerauslegung bzw. Streckenanalyse drastisch ein, da das Modell immer nur so genau wie seine angenommenen Streckenparameter sein kann.

Hervorzuheben ist noch, dass im Mehrkörpermodell ein Stabilisator integriert und modelliert wurde. Dieser kann im Einspurmodell nur durch eine Veränderung der Reifensteifigkeiten

berücksichtigt werden. Der Stabilisator wirkt sich positiv auf das Phasenverhalten des MKS-Modells aus.

Für höhere Geschwindigkeiten lässt sich zusammenfassend sagen, dass nicht zwangsläufig der Phasengang für das schwingungsfreudigere Verhalten der Regelstrecke verantwortlich sein muss, sondern aufgrund der höheren Streckenverstärkung der Bus stärkere Lenkreaktionen hervorruft.

Für eine Reglerauslegung stellt sich somit die Frage nach dem richtigen Modell. Für niedrige Geschwindigkeiten, also bis ca. 15 km/h beim Niederflur Omnibus, lassen sich sehr gute Ergebnisse mit dem Einspurmodell erzielen. Bei Geschwindigkeiten über 15 km/h sollte man sich überlegen, ob man nicht auf ein komplexeres Zweispurmodell übergeht.

In der vorliegenden Arbeit erfolgte die Reglerauslegung mit dem Einspurmodell, da keine gesicherten Modellparameter für komplexere Modelle zur Verfügung standen. Aufgrund der Erkenntnisse aus dem Modellvergleich wurde jedoch bei größeren Fahrzeuggeschwindigkeiten eine höhere Modellgeschwindigkeit angenommen, um somit der höheren Verstärkung des MKS-Modells Rechnung zu tragen.

8 Reglerauslegung

8.1 Darstellungsformen des Übertragungsverhaltens

Zeitdiskrete Regler lassen sich auf unterschiedliche Weise programmtechnisch implementieren. Auf einige Besonderheiten bei der Implementierung wird in den nächsten Abschnitten eingegangen.

8.1.1 Gebrochen rationale Übertragungsfunktion

Prinzipiell lassen sich diskrete Übertragungsfunktionen im Allgemeinen und diskrete Regler im Speziellen durch eine gebrochenrationale Übertragungsfunktion der Form

$$\begin{aligned}
 K(z) = \frac{U(z)}{Y(z)} &= \frac{b_n z^n + b_{n-1} z^{n-1} + \dots + b_1 z + b_0}{z^n + a_{n-1} z^{n-1} + \dots + a_1 z + a_0} \\
 &= \frac{b_n + b_{n-1} z^{-1} + \dots + b_1 z^{-n+1} + b_0 z^{-n}}{1 + a_{n-1} z^{-1} + \dots + a_1 z^{-n+1} + a_0 z^{-n}}
 \end{aligned} \tag{8.1}$$

angeben.

Im Fall der Leitdrahtführung des Niederflur Omnibusses entspricht $Y(z)$ der Regeldifferenz, also der gemessenen Querabweichung y in einem Abtastzeitpunkt kT , $k \in \mathbb{N}_0$, mit der Abtastzeit T . $U(z)$ stellt die Stellgröße, also den Sollwert der Lenkwinkelgeschwindigkeit dar.

Das Übertragungsverhalten des Reglers nach Gl. (8.1) lässt sich auch durch eine Differenzgleichung angeben. Der Regler erzeugt zum Abtastzeitpunkt $kT := k$ das folgende Signal:

$$\begin{aligned}
 u(k) = & b_n y(k) + b_{n-1} y(k-1) + \dots + b_1 y(k-n+1) + b_0 y(k-n) \\
 & - a_{n-1} u(k-1) - a_{n-2} u(k-2) - \dots - a_1 u(k-n+1) - a_0 u(k-n)
 \end{aligned}
 \tag{8.2}$$

Die Differenzgleichung bietet sich zu einer Programmierung in C und der anschließenden Implementierung im Regelungsrechner des Omnibusses an. Trotz einer internen Begrenzung der Stellgrößen funktioniert diese Implementierung nur eingeschränkt, es kann zu einem Windup-Effekt kommen.

8.1.2 Regelungsnormalform

Als Gegenmaßnahme wurde der Regler in Regelungsnormalform mit interner und externer Begrenzung der Reglerzustandsgrößen implementiert.

Auch bei der Implementierung des Reglers in Regelungsnormalform wird von Gl. (8.1) ausgegangen. Bild 8.1 zeigt das Blockschaltbild des Reglers in Regelungsnormalform. Unter Ver-

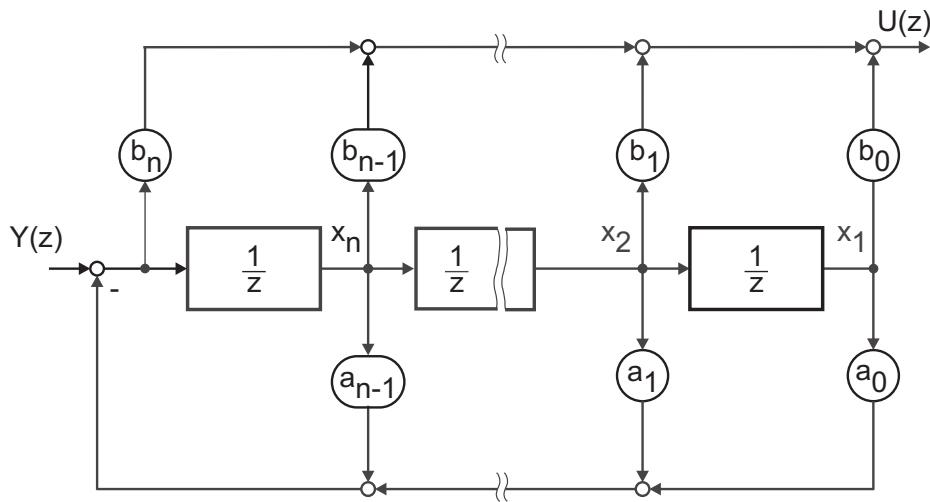


Bild 8.1: Blockschaltbild in Regelungsnormalform

wendung der internen Zustandsgrößen x_i des Reglers kann man hieraus einen Algorithmus in C implementieren. Die internen Zustandsgrößen werden für den Fall, dass der Reglerausgang in die Begrenzung läuft, nicht mehr verändert. Durch dieses Einfrieren der Reglerzustände wird der Windup-Effekt verhindert. Den implementierten C-Code findet man im Anhang D.1 wieder.

Es sei darauf hingewiesen, dass die Reihenfolge der Operationen von entscheidender Bedeutung ist. Insbesondere für die Implementierung eines PDT-Reglers (vgl. Abschnitt 8.3), bei dem ein Durchgriff vorhanden ist ($b_n \neq 0$), kann eine andere Reihenfolge Fehler in der Berechnung der Stellgröße bewirken.

8.2 Reglerauslegung

Bei der Leitdrahtspurführung ist der Sollwert der Querabweichung permanent null. Somit ergibt sich der in Bild 8.2 dargestellte Regelkreis. Der Regler muss lediglich für ein gutes Störverhalten ausgelegt werden. Die Aufgabe des Reglers besteht also einerseits darin, Krümmungsänderungen des Sollkurses zu kompensieren, und andererseits das Messrauschen zu unterdrücken.

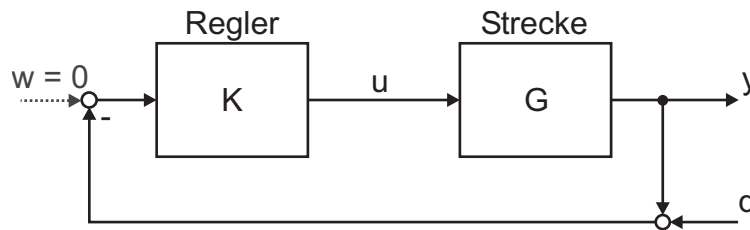


Bild 8.2: Regelkreis mit Führungsgröße null

Darüberhinaus muss der Regler robust gegenüber Parameteränderungen der Strecke, wie z. B. den Parametern Masse, Seitensteifigkeit und Reibkoeffizient, sein (vgl. Abschnitt 7.1) und andererseits die, durch die Vereinfachungen und Linearisierungen, entstandenen Modellunsicherheiten abfangen [59]. Insbesondere sind für den Komfort der Insassen abrupte Lenkbewegungen und Pendelbewegungen des Lenkwinkels zu vermeiden.

Da die Strecke als Zustandsraumdarstellung vorliegt, wird sie zunächst mittels der Matlab-funktion `ss2tf()` in eine Übertragungsfunktion $G(s)$ umgerechnet:

$$G(s) = \mathbf{C} (s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B} + \mathbf{D} \quad (8.3)$$

Danach können Reglerauslegungen nach den bekannten linearen Entwurfsverfahren erfolgen.

8.3 PDT-Regler

Für erste Fahrversuche wurde ein einfacher PDT-Regler entworfen. Ausgehend von den klassischen Entwurfsmethoden für einen Regler im Bodediagramm oder mit Hilfe der Wurzelortskurve lässt sich ein PDT-Regler mit der Übertragungsfunktion

$$K_{\text{PDT}}(s) = K_s \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} \quad (8.4)$$

entwerfen.

Da der Regler nur für ein gutes Störverhalten ausgelegt werden muss, fordert man im Entwurf einen Phasenrand von mind. 30° [20]. Die Reglerauslegung erfolgt für einen bestimmten Arbeitspunkt der Strecke.

Bei einer Geschwindigkeit von $v = 10$ km/h und einer Fahrzeugmasse $m = 15000$ kg kann man bei einer Regelverstärkung von $K_s = 0.5$ und der Platzierung der Nullstelle bei $T_1 = 1.5$ s und des Pols bei $T_2 = 0.15$ s eine Phasenhebung erreichen. Man bekommt eine positive Phasenreserve von $\phi_R = 38.15^\circ$, vgl. Bild 8.3.

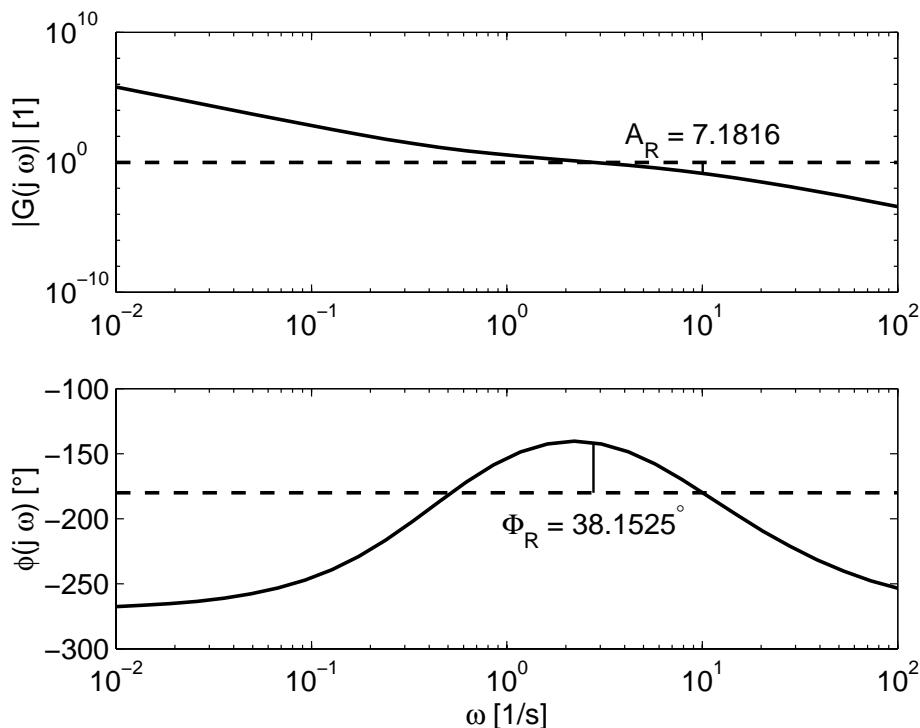


Bild 8.3: Bodediagramm: Strecke mit PDT-Regler

Betrachtet man die Wurzelortskurve (Bild 8.4), erkennt man, dass die Reglerverstärkung

nicht zu hoch oder zu niedrig gewählt werden darf, da es dann zu Schwingungen des Lenkwinkels kommt. Ausserdem ist darauf zu achten, dass die Reglerverstärkung so gewählt wird, dass sich die Wurzelortskurve in der rechten s-Halbebene befindet und das System gut gedämpft ist.

Ein PDT- Regler zeichnet sich ferner dadurch aus, dass er sich auch bei Fahrversuchen „per Hand“ einstellen lässt, dazu muss der kontinuierliche Regler in den z-Bereich transformiert werden. Für die Implementierung auf einem Digitalrechner wird hierfür die kontinuierliche Übertragungsfunktion $K_{\text{PDT}}(s)$ mit einem Halteglied erster Ordnung diskretisiert [21, 63]:

$$K_{\text{PDT}}(z) = K_s \frac{\frac{T_1}{T_2} z + \left(1 - \frac{T_1}{T_2} - z_2\right)}{z - z_2} \quad (8.5)$$

mit

$$z_2 = \exp\left(-\frac{T}{T_2}\right).$$

In der Arbeit von Söhnitz [59] wird dargestellt, dass Messfehler mit Frequenzanteilen oberhalb der Streckenquerdynamik zu Schwingungen des Lenkwinkels (VW Caravelle) führen können. Diese werden aufgrund der Streckendämpfung bei der Querabweichungsmessung nicht erfasst. Analoges gilt für die Lenkwinkelgeschwindigkeit beim Omnibus SB 220.

Um ein zusätzliches Kriterium hierfür zu gewinnen, betrachtet man beim Reglerentwurf zusätzlich das Übertragungsverhalten von d zu u , vgl. Bild 8.2:

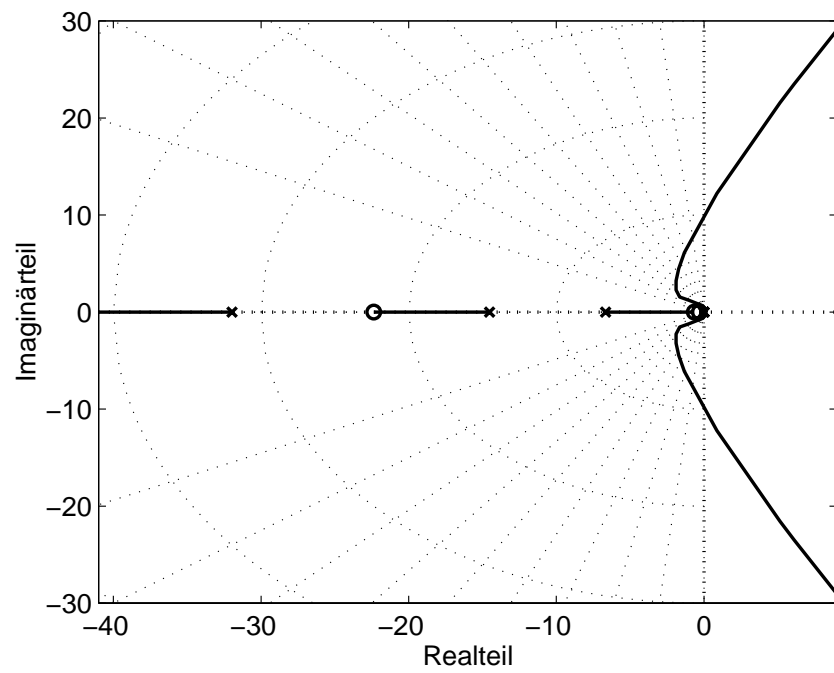
$$K(s)S(s) = \frac{K(s)}{1 + G(s)K(s)} \quad (8.6)$$

mit der Empfindlichkeitsfunktion

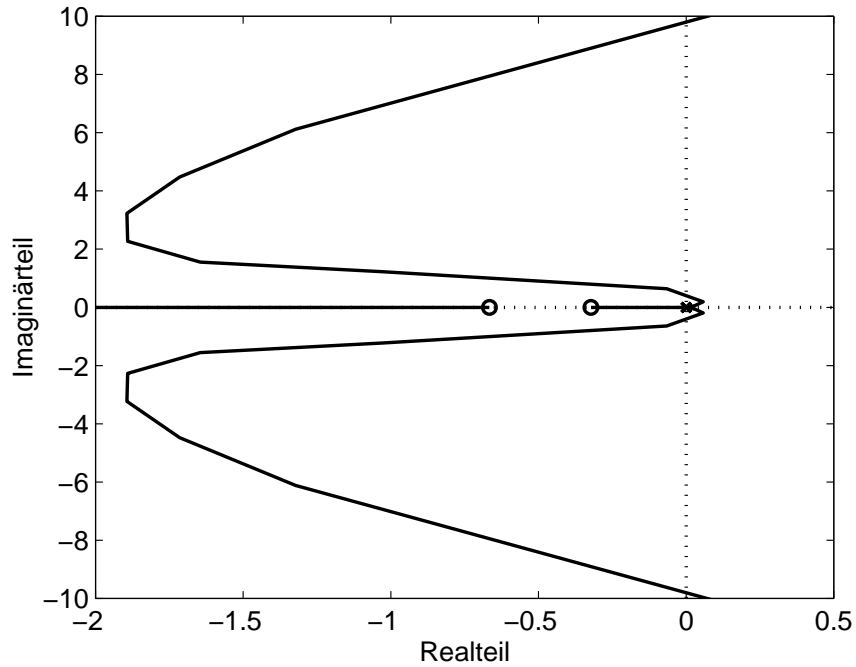
$$S(s) = \frac{1}{1 + G(s)K(s)}$$

und fordert eine kleine Verstärkung für Frequenzen oberhalb des querdynamischen Frequenzbereiches, beim VW Caravelle also von ca. 4 rad/s.

Für ein Parameterscheduling in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit sind also mehrere Reglerentwürfe „von Hand“ nötig, bei denen die oben genannten Kriterien beachtet werden müssen. Dies relativ aufwendige Vorgehen stellt die Frage nach alternativen Entwurfsmethoden.



(a) WOK (gesamt)



(b) WOK (Ausschnitt)

Bild 8.4: Wurzelortskurve: Strecke mit PDT-Regler

Als Alternative bieten sich Entwurfsverfahren an, bei denen eine so genannte Kostenfunktion minimiert werden. Hierbei handelt es sich um die Minimierung von Gütefunktionalen oder Normen. Je nach Optimierung unterscheidet man in der Literatur energie-, verbrauchs- und zeitoptimale Entwurfsverfahren [48].

8.4 Robuste Regler

Aufgrund der Unterschiede zwischen dem Streckenmodell und der realen Strecke, den so genannten Modellunsicherheiten – vgl. Abschnitt 7.1, ist es notwendig, robuste Regler zu entwerfen. D. h. der entworfene Regler muss sich tolerant gegenüber Parameteränderungen zwischen Modell und realer Strecke verhalten. Er soll andererseits auch gewisse Güteanforderungen an den geschlossenen Regelkreis erfüllen [42, 43, 66, 73].

Die Unterschiede zwischen Modell und Strecke treten beispielsweise aus folgenden Ursachen auf:

- Verwendung eines vereinfachten Streckenmodells, so ist beispielsweise die Fahrwerksdynamik nur unzureichend wiedergegeben, Änderungen der Lastverteilung werden nicht berücksichtigt, usw.
- Nichtlinearitäten der Strecke – hier seien nur das Stellglied Servolenkung oder die Fahrwerksfederung erwähnt.
- Zusätzlich ergeben sich Parameterunsicherheiten bezüglich der Zuladung, des Reibkoeffizienten Reifen - Straße, Alterung des Fahrwerks etc.

Ziel des Reglerentwurfes ist es daher, einen Regler mit maximaler Regelgüte zu bestimmen. Unter Regelgüte ist hier das Störverhalten zu verstehen. Wie bereits erwähnt soll, im Fall der Leitdrahtführung die Querabweichung auf null ($w = 0$) geregelt werden, etwaige Abweichungen vom Leitdraht wirken als Störung.

Müller definiert die Regelgüte wie folgt (vgl. hierzu Bild 8.2) [42]:

Der Regler soll eine Störung d möglichst schnell und mit möglichst geringer Stellgröße u ausregeln. Durch eine unterschiedliche Gewichtung der Ein- und Ausgangsgrößen kann der Kompromiss zwischen Stellgrößeneinsatz und Störverhalten beeinflusst werden.

Im Bild 8.5 wird durch den Gewichtungsfaktor γ die Ausgangsgröße y gegenüber der Stellgröße u bewertet. δ gewichtet hingegen die Störgröße d_s gegenüber der Messwertstörung d_m . Eine Vergrößerung von γ führt dazu, dass Störungen schneller ausgeregelt werden, wobei die Stellgröße wächst. Es wird ein Kompromiss zwischen Regelgüte und Stellgröße erzielt.

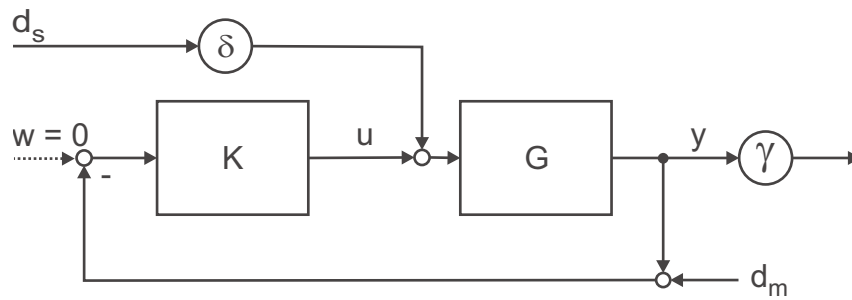


Bild 8.5: Gewichtung der Ein- und Ausgangsgröße (Eingrößensystem)

Verwendet man die H_2 -Norm zur Beschreibung der Regelgüte und die Gewichtungsfaktoren γ und δ , so wird hierdurch der H_2 -optimale Regler in seiner Struktur als auch in seinen Parametern eindeutig festgelegt. Man kann zeigen, dass im Sinne des gewählten Kriteriums keine bessere Lösung existiert. Der Regler ist bezüglich der H_2 -Norm optimal.

8.5 H_2 -Regler

In diesem Abschnitt werden zunächst die theoretischen Grundlagen für den Entwurf eines H_2 -Reglers vorgestellt. Der H_2 -Regler selbst wird mit Hilfe der μ -Analysis and Synthesis Toolbox [7] von **Matlab** generiert, d. h. der Algorithmus zur Suche der optimierten Parameter wird hier nicht explizit angegeben. Er kann in der dazugehörigen Dokumentation der Toolbox bzw. den entsprechenden M-Files nachgelesen werden.

8.5.1 Normen

Normen werden in der Regelungstechnik zur Beschreibung der Regelgüte eingesetzt. Insbesondere sind Normen interessant, mit denen eine physikalische Bedeutung verknüpft ist [43]. Zu diesen zählt u. a. die 2-Norm, die wie folgt definiert ist:

$$\|u\|_2 := \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} u^2(t) dt} \quad (8.7)$$

Eine Norm bewertet eine Funktion mit einer reellen positiven Zahl. Insbesondere ist interessant, dass man bei einer Beschreibung von Signalen durch ihre Norm eine ganze Klasse von Signalen und nicht nur einen bestimmten Verlauf erfasst.

Der Normbegriff und die damit verbundene Bewertung lassen sich auch auf Systeme übertragen. Die 2-Norm lautet dabei:

$$\begin{aligned} \|G\|_2 &:= \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |G(j\omega)|^2 d\omega} \\ &= \sqrt{\frac{1}{2\pi j} \int_{-\infty}^{\infty} |G(s)|^2 ds} \end{aligned} \quad (8.8)$$

8.5.2 LQR-Problem

Das Standardproblem eines Reglers wurde bereits in Abschnitt 8.4 eingeführt und wird hier nochmals im Zustandsraum dargestellt [15].

Im Zustandsraum gilt es, den Zustand \mathbf{x} eines dynamischen Systems

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u}, \quad \mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0 \quad (8.9)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C} \mathbf{x} + \mathbf{D} \mathbf{u} \quad (8.10)$$

mit der Regelgröße $\mathbf{u}(t)$ innerhalb einer Zeit $(T - t_0)$ aus dem Anfangszustand in die Nähe des Ursprungs zu führen [73]. O. b. d. A. wird im Weiteren $t_0 = 0$ und $T \rightarrow \infty$ betrachtet.

Es ist offensichtlich, dass mit dem Einsatz beliebig großer Stellenergien dieses Problem in nahezu jeder Zeit $(T - t_0)$ für ein steuerbares System bewerkstelligt werden kann. In der Praxis ist dies allerdings aufgrund von Begrenzungen nicht möglich. Im Fall der Niederflur Omnibusse ist die Lenkhydraulik auf $\pm 20^\circ/\text{s}$ begrenzt, was insbesondere beim Übergang von der Rechts- in die Linkskurve in der Wendeschleife mit 10 m-Radius eine Sättigung der Stellgröße hervorruft (vgl. Kapitel 10).

Aufgabe des Reglers ist es also, einen Anfangszustand \mathbf{x}_0 optimal innerhalb der Zeit T in die Nähe des Ursprungs zu führen, sodass eine quadratische Gütefunktion minimiert wird:

$$\min_{\mathbf{u}} \int_0^\infty \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \mathbf{u}(t) \end{bmatrix}^* \begin{bmatrix} \mathbf{Q} & \mathbf{S} \\ \mathbf{S}^* & \mathbf{R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \mathbf{u}(t) \end{bmatrix} dt \quad (8.11)$$

mit $\mathbf{Q} = \mathbf{Q}^* = \overline{\mathbf{Q}}^T$, \mathbf{S} und $\mathbf{R} = \mathbf{R}^* > 0$ positiv definit. Die positive Definitheit von \mathbf{R} trägt einer endlichen Stellenergie Rechnung.

Dieses Problem wird traditionell LQR-Problem (Linear Quadratic Regulator) genannt.

8.5.3 Berechnung des diskreten H_2 -Reglers mit Matlab

Für den Entwurf des H_2 -Reglers mit der μ -Analysis and Synthesis Toolbox muss zunächst das System P, das sich aus den Gewichtungsfunktionen γ und δ sowie der Strecke zusammensetzt, erzeugt werden. Der Aufbau von P ist in Bild 8.6 skizziert.

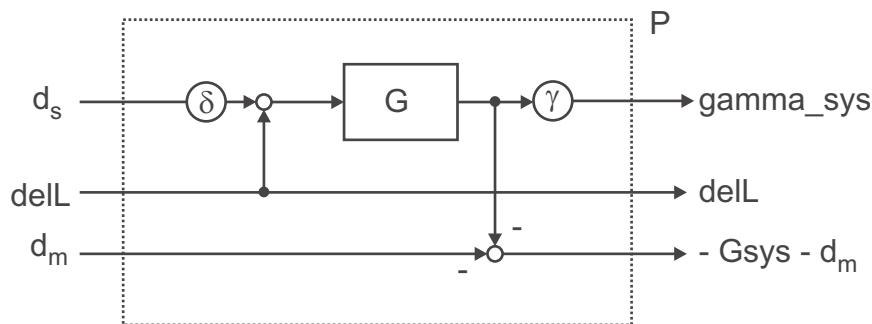


Bild 8.6: System P zur Berechnung des H_2 -Reglers

Mit dem Matlabbefehl `h2syn()` kann nun der optimale H_2 -Regler für die Struktur P berechnet werden.

Bis zu diesem Punkt wurde der optimale H_2 -Regler im kontinuierlichen Zeitbereich berechnet. Bei der Transformation des kontinuierlichen Reglers in den zeitdiskreten Bereich wird die „angepasste Pol-/Nullstellen-Methode“ (engl.: matched pole-zero method) nach Franklin [21] verwendet. Hierbei wird davon ausgegangen, dass Nullstellen in Analogie zu den Polstellen mit

$$z = e^{sT} \quad (8.12)$$

abgebildet werden können.

Die Transformationsvorschriften ergeben sich aus einigen heuristischen Regeln, die in der Matlabfunktion `c2d()` mit der Option `'matched'` implementiert sind:

1. Alle Pole von $K(s)$ werden entsprechend $z = e^{sT}$ abgebildet.
Hat $K(s)$ einen Pol bei $s = -a$, dann hat $K(z)$ einen Pol bei $z = e^{-aT}$. Ein komplexer

Pol bei $s = -a + j b$ wird somit auf einen Pol $z = r e^{j\phi}$ mit $r = e^{-aT}$ und $\phi = bT$ abgebildet.

2. Alle endlichen Nullstellen werden ebenfalls mit $z = e^{sT}$ abgebildet.
3. (a) Alle Nullstellen von $K(s)$ bei $s = \infty$ werden in $K(z)$ in den Punkt $z = -1$ transformiert.
 (b) *Ausnahme:* Will man einen diskreten Filter ohne Durchgriff generieren, d. h. die Zählerordnung von $K(z)$ soll um eins kleiner als die Nennerordnung sein, dann wird eine Nullstelle bei $s = \infty$ in $z = \infty$ abgebildet.
4. Die Verstärkung des digitalen Reglers wird so gewählt, dass sie der Verstärkung von $K(s)$ in der Bandmitte bzw. einem anderen kritischen Frequenzpunkt entspricht.
 In den meisten Fällen wird die Gleichverstärkung als kritische Frequenz angesehen und man wählt

$$K(s)|_{s=0} = K(z)|_{z=1}.$$

Nach Regel 3 werden Frequenzen von $j\omega = 0$ für steigende ω in den Einheitskreis der z-Ebene mit

$$z = e^{j0} = 1 \quad \text{und} \quad z = e^{j\pi} = -1$$

abgebildet.

Der Punkt $z = -1$ stellt die maximale Frequenz des digitalen Filters dar. Ist der Betrag der kontinuierlichen Übertragungsfunktion bei der maximalen Frequenz null, so verschwindet auch der Betrag von $K(z)$ für $z = -1$. Es gilt:

$$K(j\omega)|_{\omega=\omega_{\max}} = 0 \quad \Rightarrow \quad K(z)|_{z=-1} = 0$$

9 H₂-Reglerauslegung und Stabilitätsuntersuchungen für die Leitdrahtspurführung

9.1 Bestimmung der Bewertungskoeffizienten

Im Idealfall muss der Optimierungsvorgang zum Entwurf eines H₂-Reglers nur einmal durchlaufen werden. In der Praxis lassen sich mehrere Iterationen jedoch nur selten vermeiden, da die Wahl der Kostenfunktion intuitiv erfolgt und dabei dem Kompromiss zwischen hoher Regelgeschwindigkeit und guter Störunterdrückung Rechnung getragen werden muss [59].

Da für die Bestimmung der Bewertungsfaktoren δ und γ keine exakt definierten Einstellregeln existieren, muss das Entwurfsergebnis überprüft werden und gegebenenfalls durch eine Veränderung der Kostenfunktion an das gewünschte Regelverhalten angenähert werden. Der Vorteil liegt darin, dass neben der Kostenfunktion keine weiteren Parameter verändert werden müssen, und die Entwurfsalgorithmen vollständig in **Matlab** implementiert sind.

Damit ergibt sich die Notwendigkeit, erste Bewertungsfaktoren in der Simulation zu testen und anschließend im Fahrversuch abzustimmen. Die sich stellende Frage, welcher Teilabschnitt der Strecke (Bild 2.5) für diese erste Abstimmung zu wählen ist, ergibt sich aus folgenden Überlegungen:

- Die Wendeschleife stellt beim Durchfahren per Hand im Gegensatz zur restlichen Versuchsstrecke erhöhte Anforderungen an den Busfahrer. Dementsprechend wird eine sehr hohe Reglerverstärkung beim leitdrahtgeführten Betrieb nötig sein. Der Wendeschleife fällt daher eine Sonderstellung innerhalb der Teststrecke zu, sie wird deshalb gesondert betrachtet.

- Die kleinsten Kurvenradien auf der übrigen Teststrecke betragen 40 bzw. 42 m. Der entworfene Regler muss also für diese Radien ausreichende Verstärkungen aufweisen und darf andererseits den Komfort der Passagiere nicht zu sehr beeinträchtigen.
- Ein Regler, der für den Einsatzbereich von 10 bis 20 km/h ausgelegt wird, sollte nicht nur das Durchfahren der 40-m-Kurve ermöglichen, sondern auch gute Ergebnisse bei größeren Kurvenradien und Geraden erzielen.
- Das Durchfahren – ohne Anhalten – von Bushaltestellen sollte ebenfalls mit diesem Regler bei einer Geschwindigkeit von bis zu 20 km/h möglich sein.

Als Evaluationsstrecke für den Regler wurde daher das Teilstück von der Einfahrt in die Versuchsstrecke bis zur ersten Kreuzung mit der öffentlichen Straße gewählt, da sie neben der 40-m-Kurve auch eine Bushaltestelle beinhaltet. Darüber hinaus wurden auch Versuchsfahrten mit dem generierten Parametersatz auf der übrigen Teststrecke durchgeführt, um den Regler zu testen.

Mit Hilfe von **Matlab** wurden hierfür mehrere H₂-Regler mit unterschiedlichen Bewertungskoeffizienten δ und γ analysiert und anschließend im Regelungsrechner des Niederfleromnibusses implementiert und getestet.

9.2 Parametersatz 1 für Geschwindigkeiten von 5 bis 20 km/h

Für die Berechnung des H₂-Reglerparametersatzes für reale Fahrzeuggeschwindigkeiten bis zu 20 km/h wird das Busmodell 5. Ordnung verwendet.

Die Geschwindigkeit im Modell wird etwas höher als die tatsächliche Geschwindigkeit angenommen, da sich in Fahrversuchen gezeigt hat, dass die reale Fahrdynamik sich bei höheren Modellgeschwindigkeiten im Einspurmodell besser widerspiegelt. Zum gleichen Ergebnis kommt man im Abschnitt 7.4 bei einem Vergleich des realitätsnäheren MKS-Modells mit dem Einspurmodell.

Hieraus lässt sich einerseits schließen, dass einige Fahrzeugparameter zwar von der Größenordnung her stimmen, jedoch die Herstellerangaben nicht den realen Fahrzeugparametern entsprechen. Wie im Kapitel 7 eingeführt wurde, können sich Modellunsicherheiten, insbesondere ungenaue Parameter in der Modellbildung, summieren und für eine Verschlechterung des Streckenmodells sorgen. Andererseits lässt sich folgern, dass aufgrund der hohen Schwerpunktlage des Omnibusses Einkopplungen der Wankbewegung in die Lenkung aber in der

Realität berücksichtigt werden müssen. Das Einspurmodell bildet dies nicht ab, vgl. hierzu Abschnitt 3.1.

Durch eine geeignete Wahl von γ und δ konnte schließlich durch Fahrversuche ein Parametersatz generiert werden, der die im vorherigen Abschnitt genannten Anforderungen erfüllt. Jedoch ließen sich aufgrund von Drahtverlegefehlern Ausgleichsbewegungen in der Lenkung nicht gänzlich vermeiden, vgl. hierzu die Testergebnisse im Kapitel 10 und mögliche Gegenmaßnahmen im Kapitel 11.

Mit diesem berechneten Parametersatz 1 erhält man für die aus dem Einspurmodell ermittelte Strecke das folgende Bodediagramm für den offenen Kreis und die dazugehörige Wurzelortskurve.

Im Bodediagramm (Bild 9.1) ist klar ersichtlich, wie die Phase von -270° , hervorgerufen durch den 3-fachen Pol im Ursprung der Regelstrecke, durch den Regler auf -158.2° angehoben wird. Somit ergibt sich beim Amplitudendurchtritt eine Phasenreserve von 21.8° . Der Regelkreis mit dem nominalen Streckenmodell ist daher stabil.

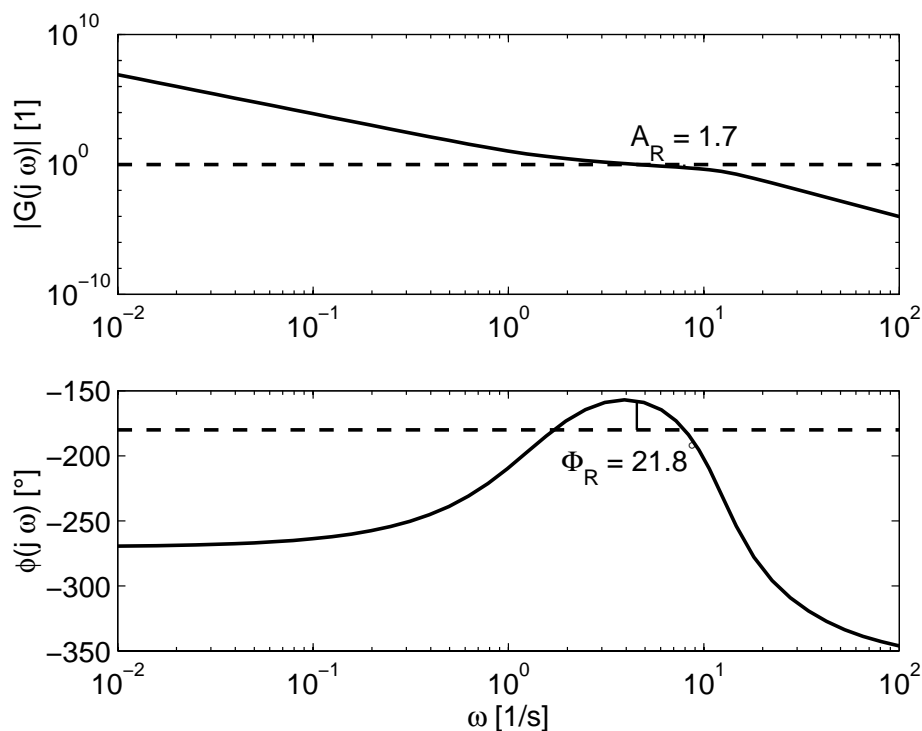


Bild 9.1: Bodediagramm für Parametersatz 1

Die Wurzelortskurve (Bild 9.2) gibt insbesondere darüber Auskunft, wie sich der Regelkreis bei einer Veränderung der Streckenverstärkung verhält. Die schwarzen Quadrate (■) in der

Wurzelortskurve geben die Pollagen bei nomineller Streckenverstärkung an.

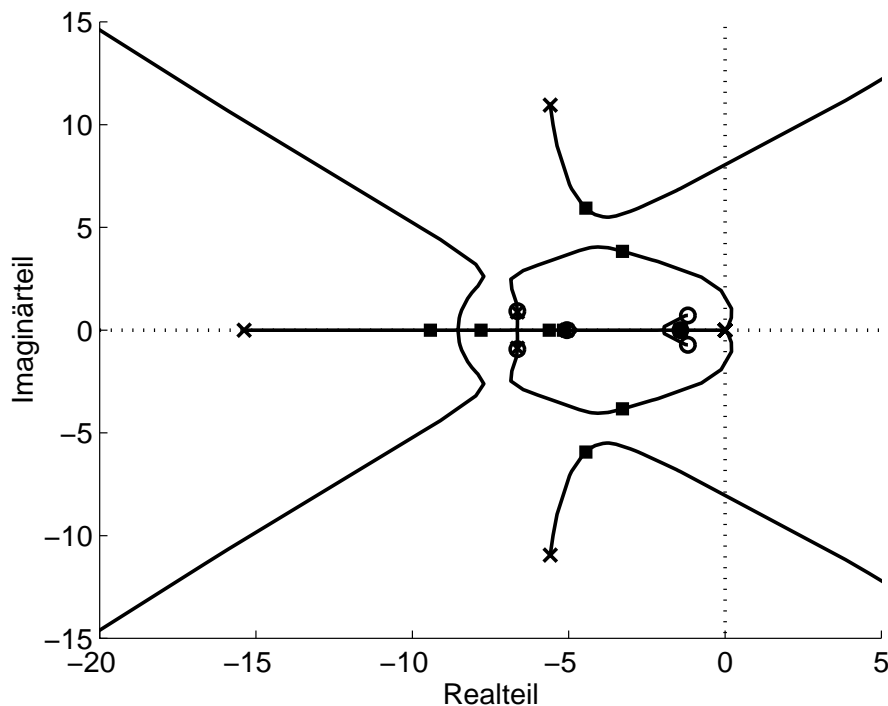


Bild 9.2: Wurzelortskurve für Parametersatz 1

Bei einer Stabilitätsanalyse mit dem *Root Locus Design GUI* aus der *Control System Toolbox* [1] von *Matlab* zeigt sich, dass bei einer geringen Veränderung der Streckenverstärkung, eine ausreichende Regeldynamik und somit Stabilität gewährleistet ist. Eine Änderung der Streckenverstärkung kann sich im vorliegenden Fall z. B. durch die unterschiedlichen Verstärkungen der Servohydrauliken der jeweiligen Busse ergeben, vgl. Bild 10.3.

Die Dämpfung des Systems nimmt sowohl bei einer Erhöhung als auch bei einer Verringerung der Streckenverstärkung ab, da ein konjugiert komplexes Polpaar in Richtung imaginäre Achse, der Stabilitätsgrenze, wandert.

Der Parametersatz 1 wird in der abschließenden Reglerimplementierung im Geschwindigkeitsbereich $10 \text{ km/h} \leq v < 20 \text{ km/h}$ eingesetzt, vgl. Abschnitt 9.5.

9.3 Parametersätze für Geschwindigkeiten über 20 km/h

Ausgehend von den empirisch gefundenen Gewichtungsfaktoren γ und δ aus Abschnitt 9.2 werden für höhere Geschwindigkeiten Parametersätze auf dem Rechner entworfen und an-

schließlich im Fahrversuch verifiziert.

Aufbauend auf den Erfahrungen aus dem Projekt „Autonomes Fahren“ am IfR, wird nur die Gewichtung γ der Störgröße variiert, d. h. die Gewichtung der Messwertstörungen δ wird bei allen Reglerentwürfen konstant gehalten. Der Entwurf für die Geschwindigkeiten $v = 25, 30, 40, 45$ km/h erfolgte so, dass die Führungsgröße bei Sprunganregung für alle Geschwindigkeiten ungefähr die gleiche Amplitude aufweist. Dementsprechend muss die Stellgröße mit höheren Geschwindigkeiten abnehmen.

Ebenso wie beim Parametersatz 1 gilt, dass sich die Dynamik des realen Busses im Modell durch eine Verschiebung der Geschwindigkeit zu höheren Werten verbessern lässt. Daher erfolgte die Reglerauslegung für Geschwindigkeiten über 20 km/h in der Regel mit höheren „Modellgeschwindigkeiten“ v .

Die Ergebnisse des Entwurfsprozesses und der Fahrversuche werden in den folgenden Abschnitten vorgestellt. Da für alle Wurzelortskurven ähnliche Aussagen wie für den Parametersatz 1 gelten, werden nur die Diagramme ohne zusätzliche Erläuterungen wiedergegeben.

9.3.1 Parametersatz 2 für Geschwindigkeiten bis 25 km/h

Der Parametersatz 2 wurde für den Geschwindigkeitsbereich $20 \text{ km/h} \leq v < 25 \text{ km/h}$ konzipiert. Es wurde insbesondere Wert darauf gelegt, dass mit diesem Parametersatz auch die 40-m-Kurve durchfahren werden kann. Diese Forderung ergab sich aus den Testfahrten mit unterschiedlichen Busfahrern während der Versuchsphase. Trotz einer bestehenden Vorgabe von maximal 20 km/h in der 40-m-Kurve, versuchten die Fahrer immer wieder an die Grenzen der Regelung zu gehen und trotz Komforteinbußen die Kurve schneller zu durchfahren.

Mit dem entworfenen H_2 -Regler ergibt sich im Bodediagramm (Bild 9.3) ein Phasenrand von 22.7° und die in Bild 9.4 abgebildete Wurzelortskurve.

9.3.2 Parametersatz 3 für Geschwindigkeiten bis 30 km/h

Für den Geschwindigkeitsbereich $25 \text{ km/h} \leq v < 30 \text{ km/h}$ wurde durch Simulation und anschließende Verifikation im Fahrversuch der Parametersatz 3 generiert.

Die Stabilität des Systems ist – wie aus dem Bodediagramm (Bild 9.5) ersichtlich – durch einen Phasenrand von 23.3° gewährleistet. Bild 9.6 stellt die dazugehörige Wurzelortskurve der Strecke mit dem H_2 -Regler dar.

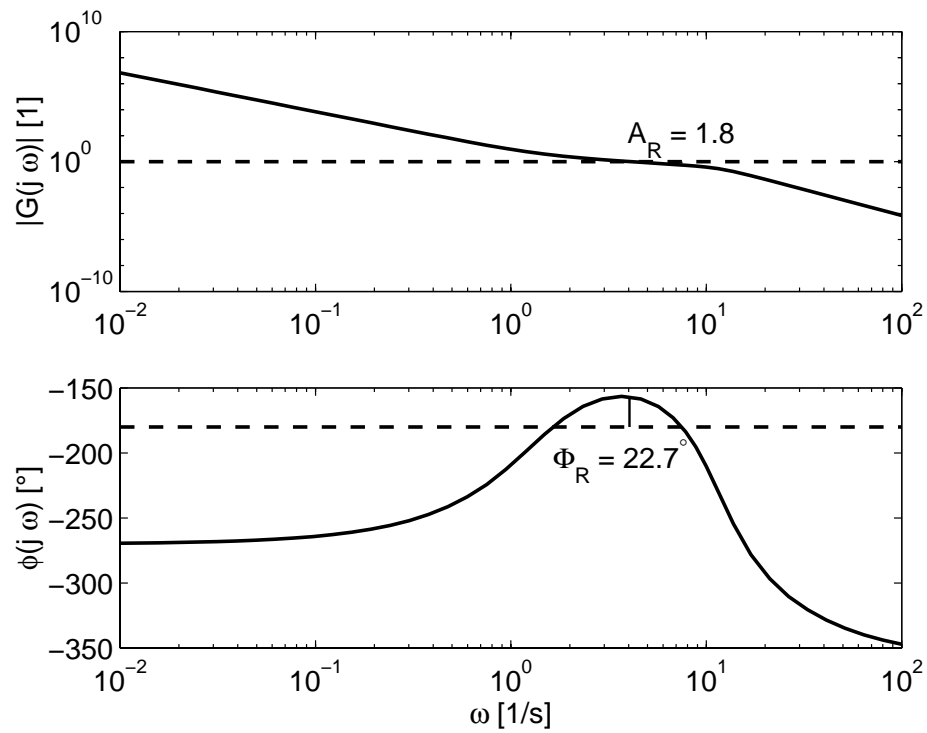


Bild 9.3: Bodediagramm für Parametersatz 2

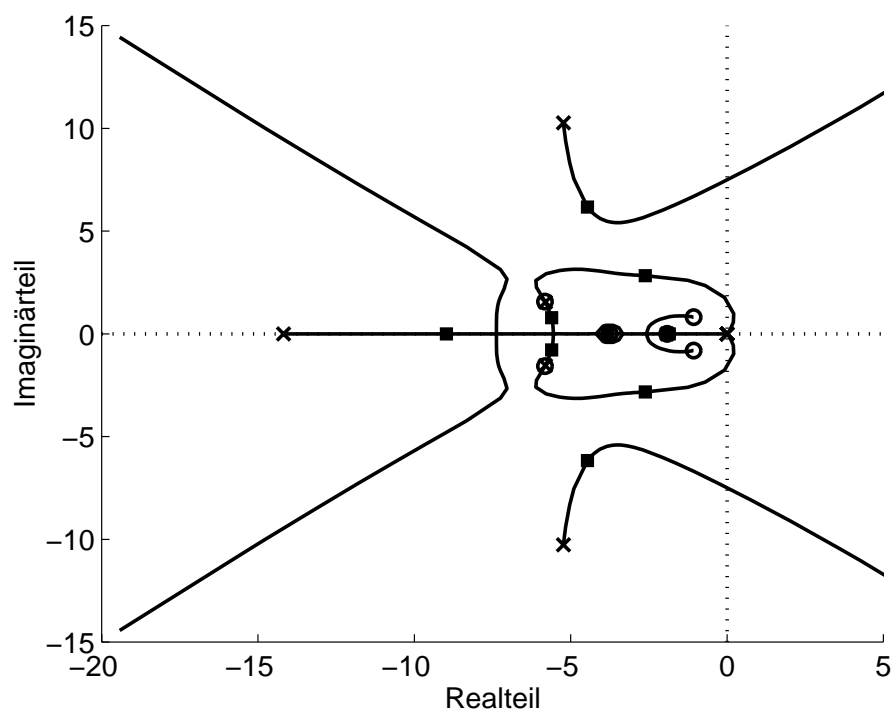


Bild 9.4: Wurzelortskurve für Parametersatz 2

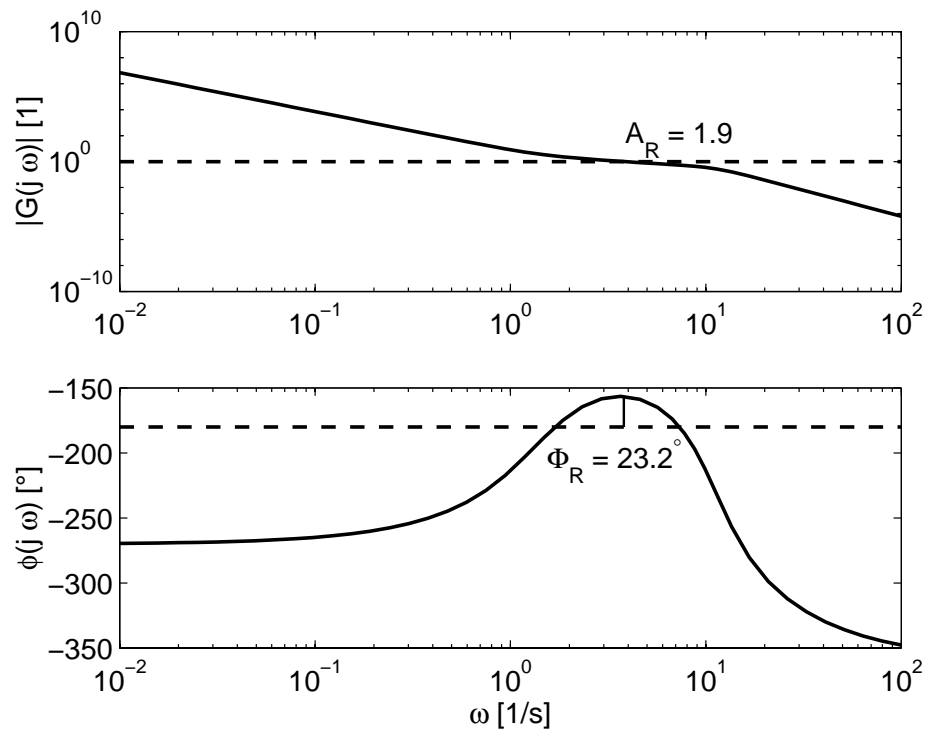


Bild 9.5: Bodediagramm für Parametersatz 3

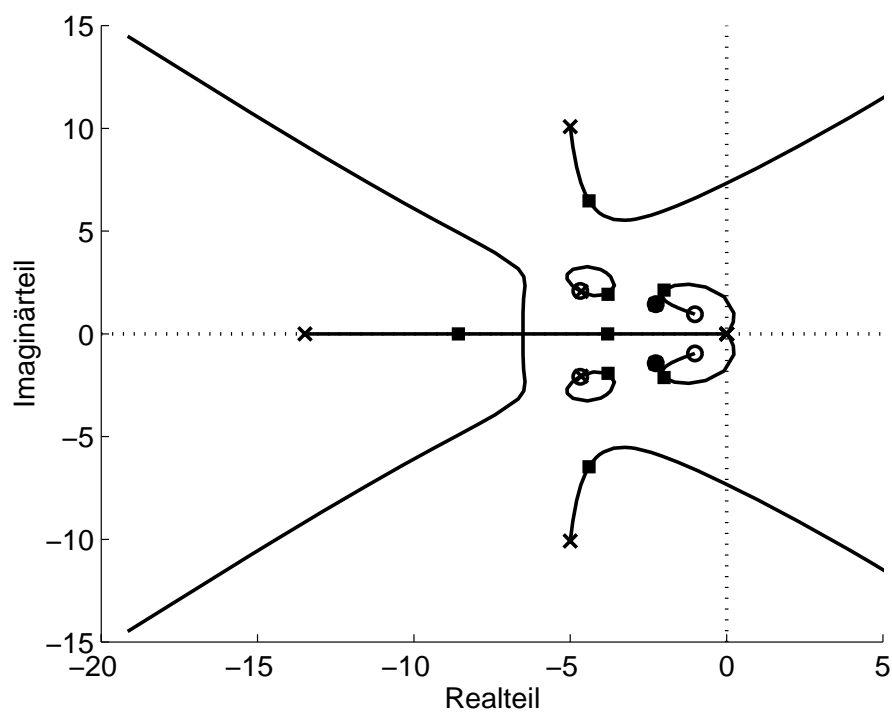


Bild 9.6: Wurzelortskurve für Parametersatz 3

Betrachtet man den Bereich $-4 < \operatorname{Re}\{s\} < 4$, $-4 < \operatorname{Im}\{s\} < 0$ in der Wurzelortskurve (Bild 9.6), so erkennt man, dass sich die Pole bei gegebener nomineller Streckenverstärkung quasi im Wendepunkt des jeweiligen Wurzelortskurvenabschnitts befinden. Eine Veränderung der Verstärkung führt also generell zu einer Verschiebung in Richtung der imaginären Achse und somit zu einer Verschlechterung der Regelung.

Dieser Sachverhalt spiegelt sich analog in den Wurzelortskurven für die Geschwindigkeiten über 30 km/h wieder (Bilder 9.8, 9.10).

9.3.3 Parametersatz 4 für Geschwindigkeiten bis 40 km/h

Im Einspurmodell wurde für den Regler bis 40 km/h eine Modellgeschwindigkeit von 50 km/h angenommen. Aus Simulationen und anschließenden Fahrversuchen wurde der Parametersatz 4 eruiert. Das dazugehörige Bodediagramm liefert einen Phasenrand von 24.2° (Bild 9.7).

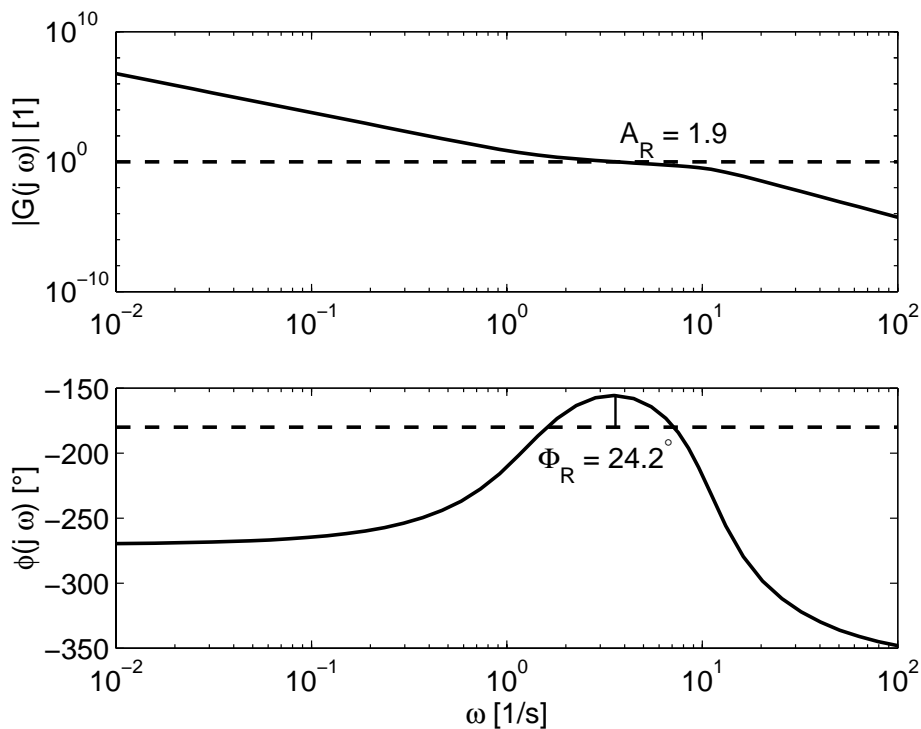


Bild 9.7: Bodediagramm für Parametersatz 4

Die Wurzelortskurve mit dem Parametersatz 4 zeigt Bild 9.8.

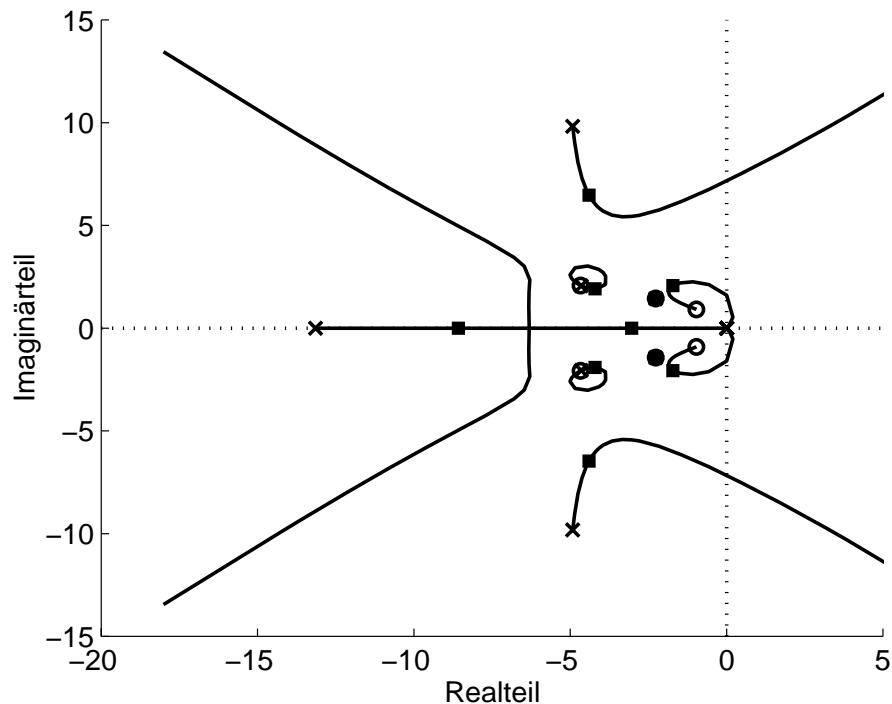


Bild 9.8: Wurzelortskurve für Parametersatz 4

9.3.4 Parametersatz 5 für Geschwindigkeiten über 40 km/h

Der Parametersatz 5 wurde für Geschwindigkeiten $v > 40$ km/h konzipiert. Hierbei zeigt sich in Fahrversuchen, dass das Einspurmodell nur noch bedingt Gültigkeit besitzt. Wankbewegungen des Aufbaus und Einkoppelungen in die Lenkdynamik werden durch das Einspurmodell nicht mehr ausreichend abgedeckt. Der implementierte Regler mit dem Parametersatz 5 wurde in Fahrversuchen bis 55 km/h verifiziert.

Die Analyse des offenen Regelkreises – Streckenmodell und Regler – liefert im Bodediagramm (Bild 9.9) eine Phasenreserve von 22.9° . Bild 9.10 zeigt die dazugehörige Wurzelortskurve.

Die Analyse im Fahrversuch war auf der Versuchsstrecke nur mit größeren Einschränkungen möglich. Einerseits ergab sich durch die Kreuzung mit einer öffentlichen Straße inklusive Ampelanlage häufig die Erfordernis zum Anhalten. Andererseits war nur der Bereich von der ersten Kreuzung bis zur 120-m-Kurve und der Bereich nach dieser Kurve bis ca. 30 Meter vor der Haltestelle in der Nordschleife für eine Geschwindigkeit bis 50 km/h konzipiert. Entsprechendes galt für die Bereiche in der Gegenrichtung, für die 120-m-Kurve galt eine Geschwindigkeitsbeschränkung von 38 km/h.

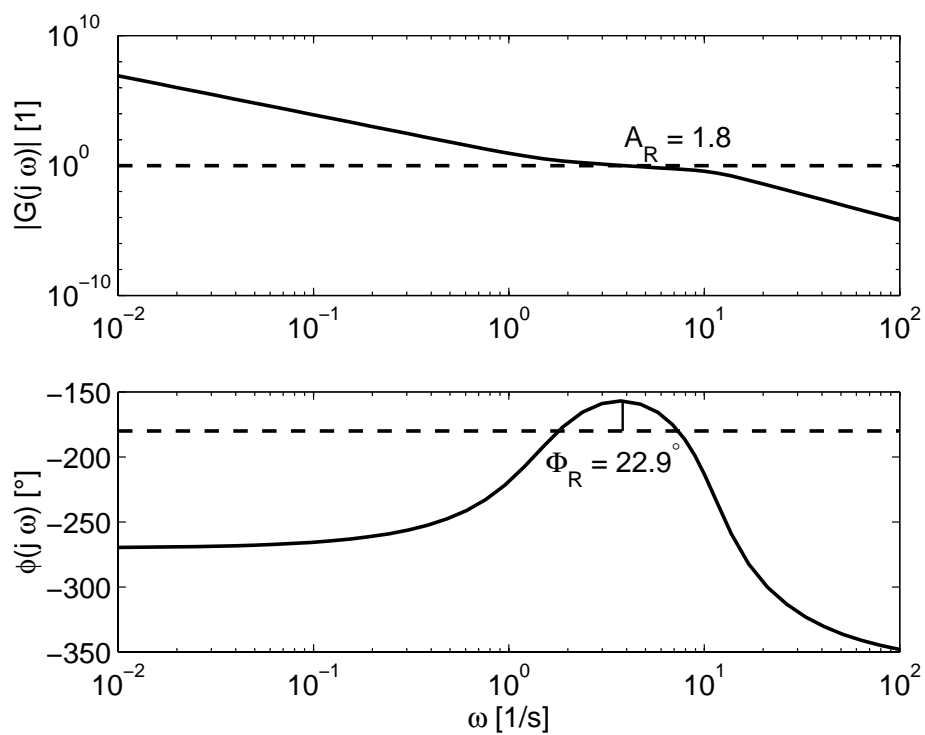


Bild 9.9: Bodediagramm für Parametersatz 5

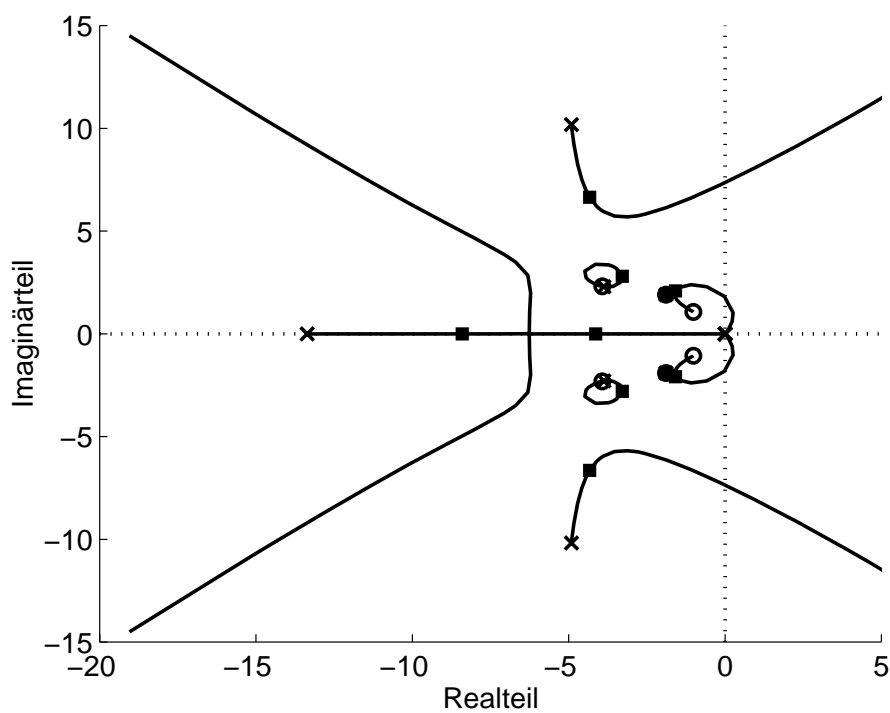


Bild 9.10: Wurzelortskurve für Parametersatz 5

9.4 Loop-Parametersatz

Als Sonderfall muss der Reglerentwurf für die Wendeschleife betrachtet werden. Aufgrund der kurzen Klothoidenübergänge und Kurvenradien von 10 m und 12 m wird in der Nordschleife eine sehr große Regelverstärkung benötigt. Der H_2 -Regler sollte daher die Einfahrt in die Wendeschleife, die Kurvendurch- und Kurvenausfahrt ohne Probleme mit einer Geschwindigkeit bis 10 km/h, gemessen am Vorderrad, meistern.

Da die Parameternachführung, vgl. Abschnitt 9.5, rein geschwindigkeitsabhängig implementiert wird, muss der Parametersatz außerdem in der Lage sein, auf den Leitdraht aufzuspüren und in Bushaltestellen anzufahren. Als Obergrenze für den Parametersatz 0 wird $v = 10$ km/h gesetzt.

Der hiermit synthetisierte und in Versuchsfahrten verifizierte Parametersatz 0 weist beim Amplitudendurchtritt einen stabilen Phasenrand von 24.4° auf, vgl. Bild 9.11.

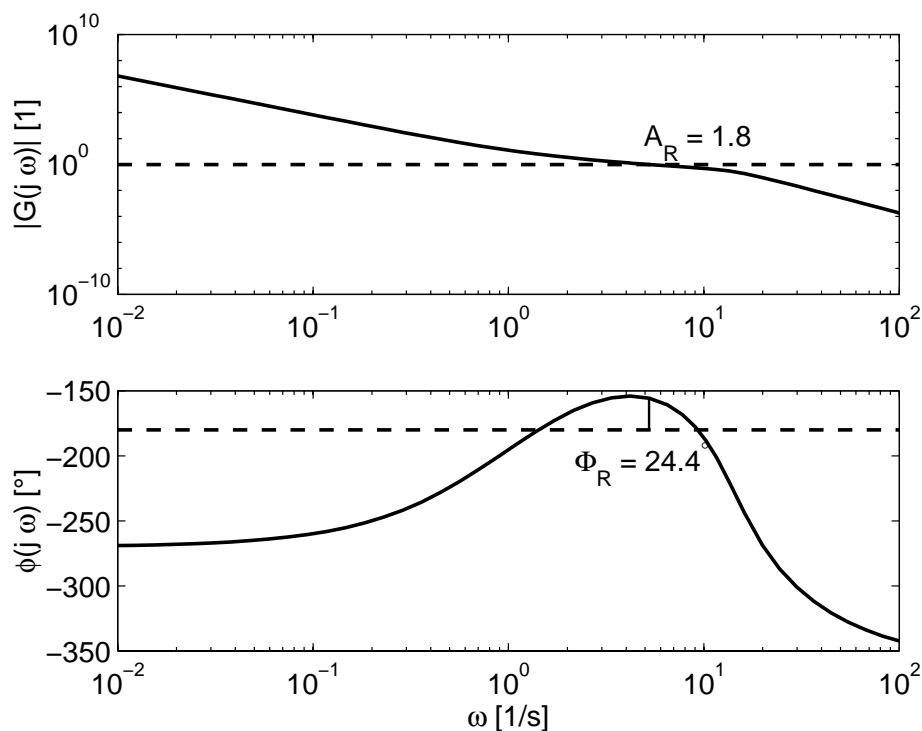


Bild 9.11: Bodediagramm für Parametersatz 0 (Wendeschleife)

Die Aussagen bzgl. der Wurzelortskurve aus Abschnitt 9.2 gelten auch hier, siehe Bild 9.12.

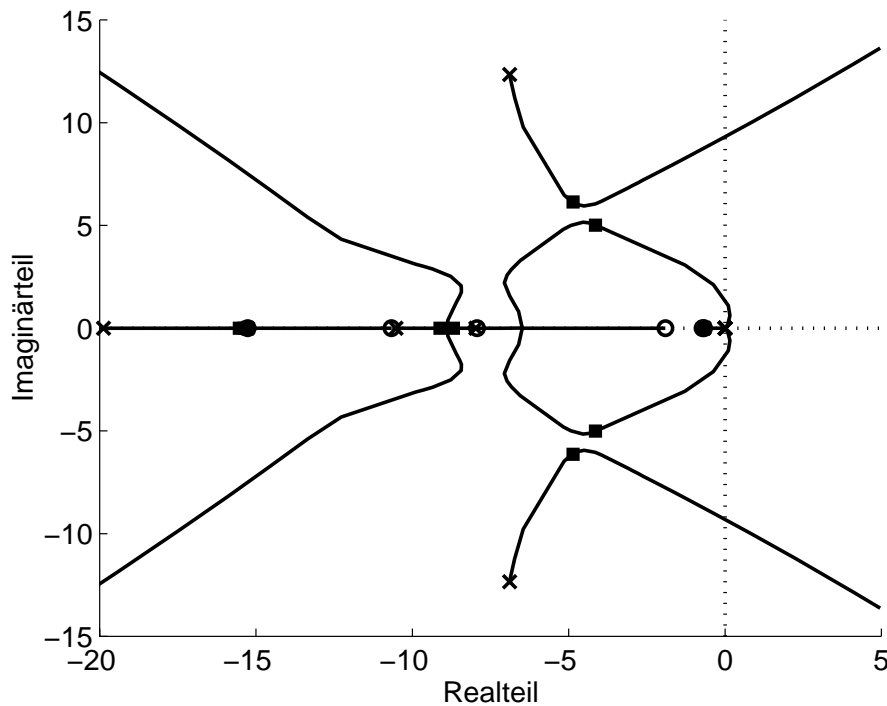


Bild 9.12: Wurzelortskurve für Parametersatz 0

9.5 Parameternachführung

In den Abschnitten 9.2 bis 9.4 wurden Parametersätze für einen H_2 -Regler für unterschiedliche Geschwindigkeiten des Busses entworfen und verifiziert. Dies war nötig, da man der Tatsache Rechnung tragen muss, dass sich die Dynamik des Busses stark in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit verändert. Die dominante Abhängigkeit der Fahrzeugdynamik von der Geschwindigkeit wurde bereits in Kapitel 7 dargestellt.

Betrachtet man nur einen kleinen Bereich der Geschwindigkeit um einen bestimmten Arbeitspunkt, so ist es ausreichend, einen Regler zu implementieren, der sich gegenüber Parameterschwankungen der Fahrzeugmasse bzw. des Kraftschlussbeiwertes robust verhält.

Betrachtet man jedoch den gesamten Geschwindigkeitsbereich eines Busses im Stadtverkehr von 0 bis 60 km/h, so ist es unabdingbar, die Reglerparameter in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit nachzuführen, um eine akzeptable Regelqualität zu erzielen.

In den Niederflurbussen wurde daher ein adaptiver Regler implementiert, der die Reglerparameter der jeweiligen Geschwindigkeit anpasst. Man spricht in diesem Fall von Parameterscheduling; das Übertragungsverhalten des Reglers ändert sich mit der Geschwindigkeit:

$$K(s) = K(s, v) \quad \text{bzw.} \quad K(z) = K(z, v) \quad (9.1)$$

Dieses Konzept der adaptiven Regelung ist im vorliegenden Fall möglich, da das Geschwindigkeitssignal direkt auf dem CAN-Bus zur Verfügung steht. Vorab sei noch bemerkt, dass sich der Regler nur für $v \geq 1$ km/h im Eingriff befindet, für den Fall Stillstand ($v_{\text{CAN}} = 0$ km/h) wird konstant eine Nulllenkwinkelrate auf das Servoventil geschaltet.

Eine kontinuierliche Parameternachführung, bei dem die Parametersätze zu jedem Abtastzeitpunkt aus den Parametersätzen der Stützstellen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit linear approximiert werden, ist aufgrund der stark unterschiedlichen Reglerdynamik der Parametersätze 0 und 1 nicht möglich.

Abhilfe schafft ein diskretes Parameterscheduling, in dem die aufgeführten Parametersätze jeweils für einen bestimmten Geschwindigkeitsbereich Gültigkeit besitzen. Der Geltungsbereich des jeweiligen Parametersatzes ist in der folgenden Tabelle 9.1 aufgeführt.

Tabelle 9.1: Gültigkeitsbereich der Parametersätze

v_{\min}	v_{\max}	Parametersatz
1 km/h	10 km/h	0
10 km/h	20 km/h	1
20 km/h	25 km/h	2
25 km/h	30 km/h	3
30 km/h	40 km/h	4
40 km/h	60 km/h	5

Für eine zusätzliche Glättung der Reglerausgangswerte beim Umschalten der Parametersätze, wurde ein gleitender Mittelwertbildner dem H_2 -Regler nachgeschaltet, vgl. Bild 9.13.

In Fahrversuchen zeigte sich insbesondere im Umschaltbereich von Parametersatz 0 auf Parametersatz 1 und vice versa eine große Verbesserung des Umschaltverhaltens, da die

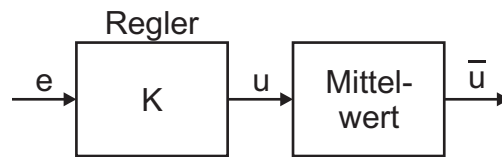


Bild 9.13: Regler mit nachgeschaltetem Mittelwertbildner

Einschwingvorgänge des Reglers verkleinert werden. Da die anderen Parametersätze entsprechend dem Entwurfskriterium aus Abschnitt 9.3 entworfen wurden, erkennt man kaum Unterschiede bzgl. der Stellgröße beim Umschalten der Parametersätze 1 bis 5.

10 Ergebnisse von den Testfahrten

Abschließend werden einige Fahrversuchsergebnisse mit einem dieselgetriebenen Niederflur-omnibus dargestellt. Bei den gasbetriebenen Bussen wurde ebenfalls der H_2 -Regler mit Parameterscheduling implementiert und getestet. Bei ihnen stellte sich insbesondere bei Bodenwellen eine höhere Querabweichung und somit auch ein größerer Stelleingriff ein. Qualitativ unterscheiden sich die Verläufe allerdings wenig von den hier vorgestellten.

10.1 Messergebnisse allgemein

Exemplarisch sei hier eine Messfahrt über die gesamten 2200 m betrachtet und im Nachfolgenden erläutert (Bild 10.1).

Die Streckenangabe kann nur als Näherung betrachtet werden, da sie aus der mittleren Geschwindigkeit über eine Abtastperiode und anschließend mit der Abtastzeit multipliziert und summiert wurde. Im Mittel ergibt sich eine Querabweichung von $\bar{y} = -1.11$ cm mit einer Standardabweichung von $\sigma = 4.59$.

Einige Streckenabschnitte verdienen eine besondere Betrachtung und werden in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

10.1.1 Wendeschleife

Die Wendeschleife stellt, wie bereits in Abschnitt 9.4 erwähnt, besondere Anforderungen an die Regelung. Sie ist im Bild 10.2 im Bereich von 1150 m bis 1250 m dargestellt. Man erkennt, dass der Lenkwinkel rechts an den Anschlag geht, $\delta \approx 50^\circ$.

Aufgrund der kurzen Klothoidenübergänge der 12- bzw. 10-m-Radien auf die Gerade des Wendekreises bzw. der Versuchsstrecke erreicht die Stellgröße ihre Sättigung. Insbesondere bei $x = 1150$ m erkennt man den Anschlag der Stellgröße bei $u = -20^\circ/s$.

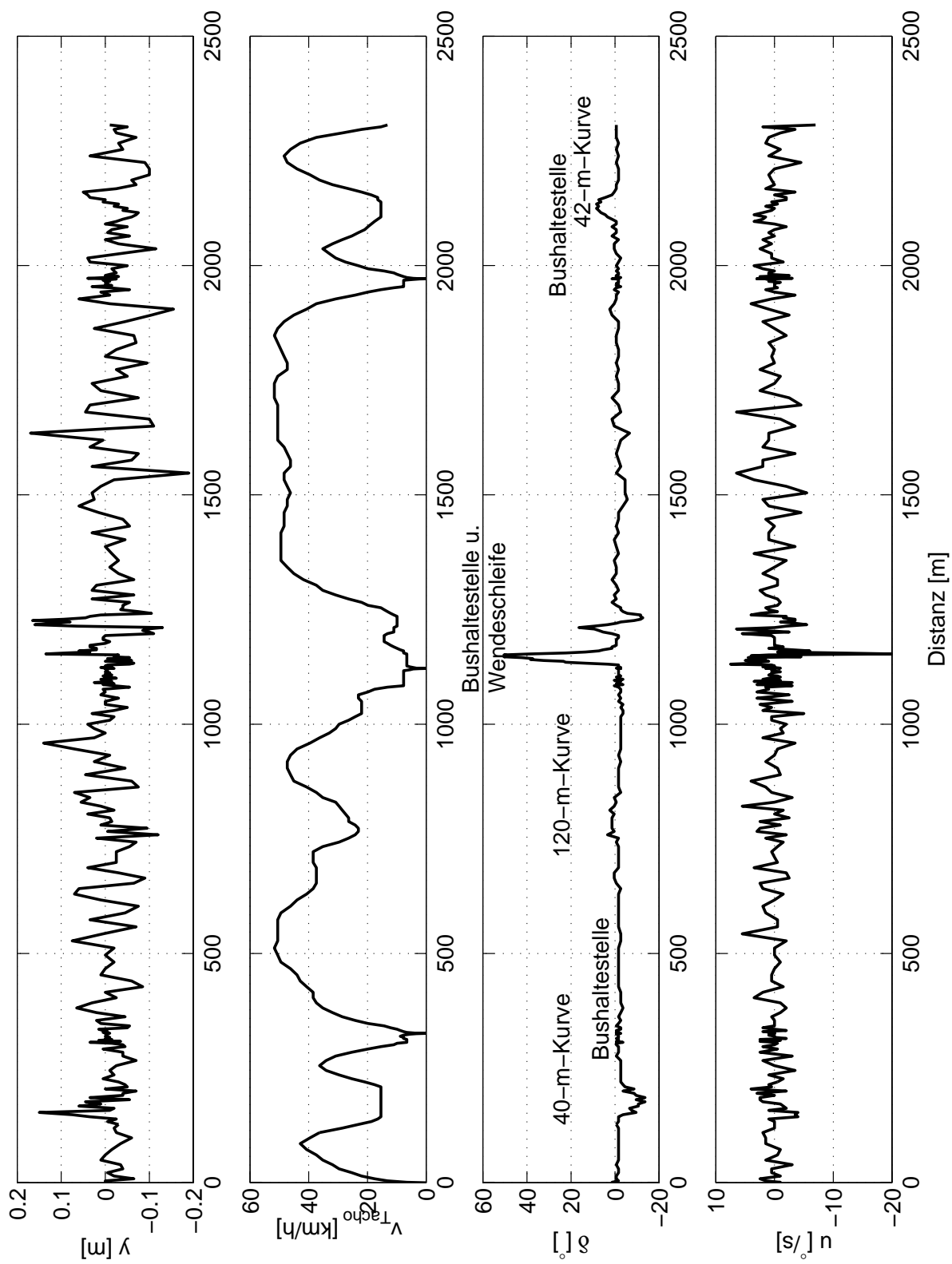


Bild 10.1: Testfahrt gesamte Strecke

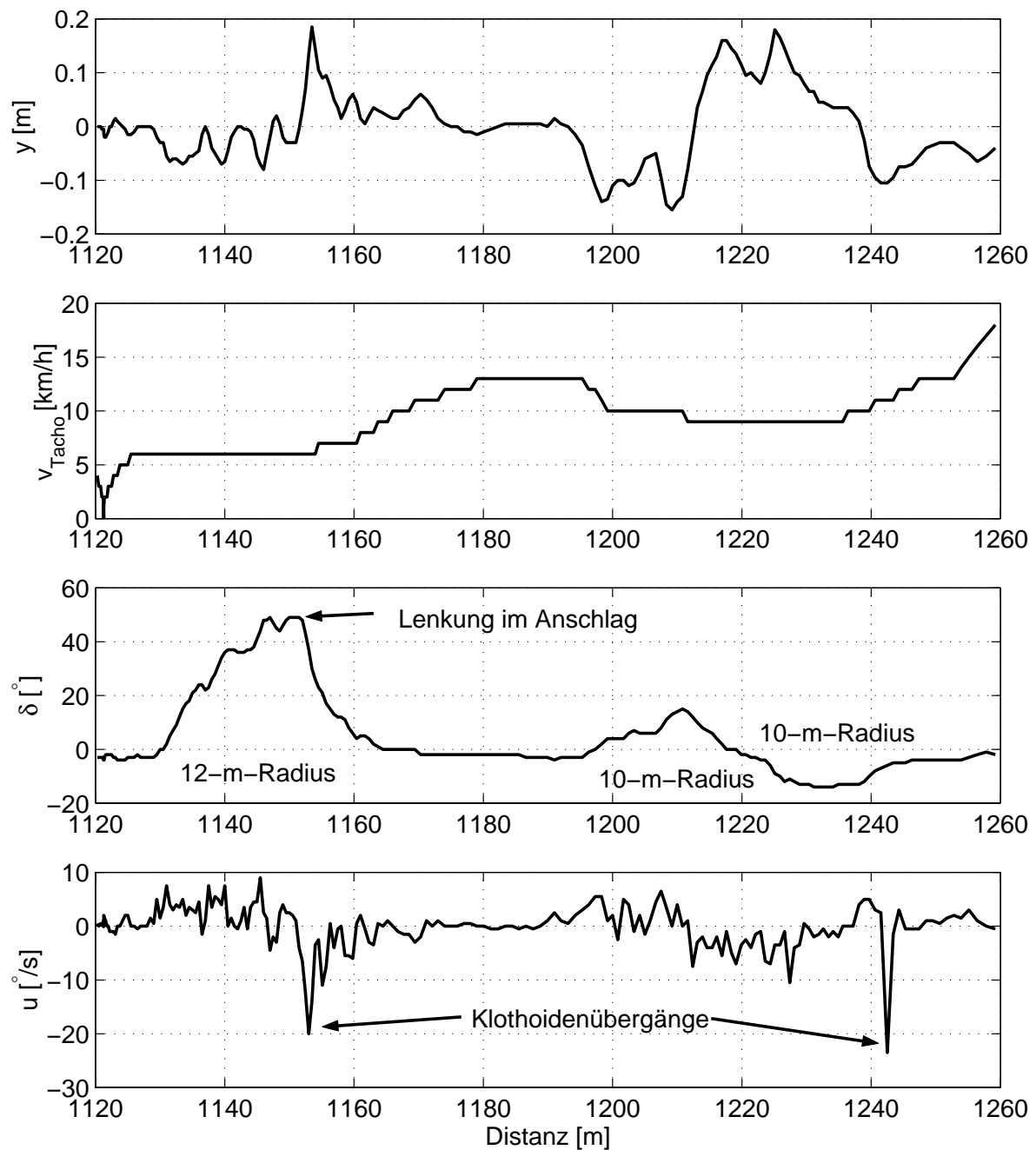


Bild 10.2: Haltestelle – Wendeschleife – Ausfahrt auf die Teststrecke

Trotz Abweichungen in den Stellgliedkennlinien (Bild 10.3) und damit unterschiedlichen maximalen Lenkwinkelgeschwindigkeiten und Verstärkungen der Hydrauliken, konnte mit allen Bussen die Wendeschleife ohne Verlassen des Leitdrahts durchfahren werden.

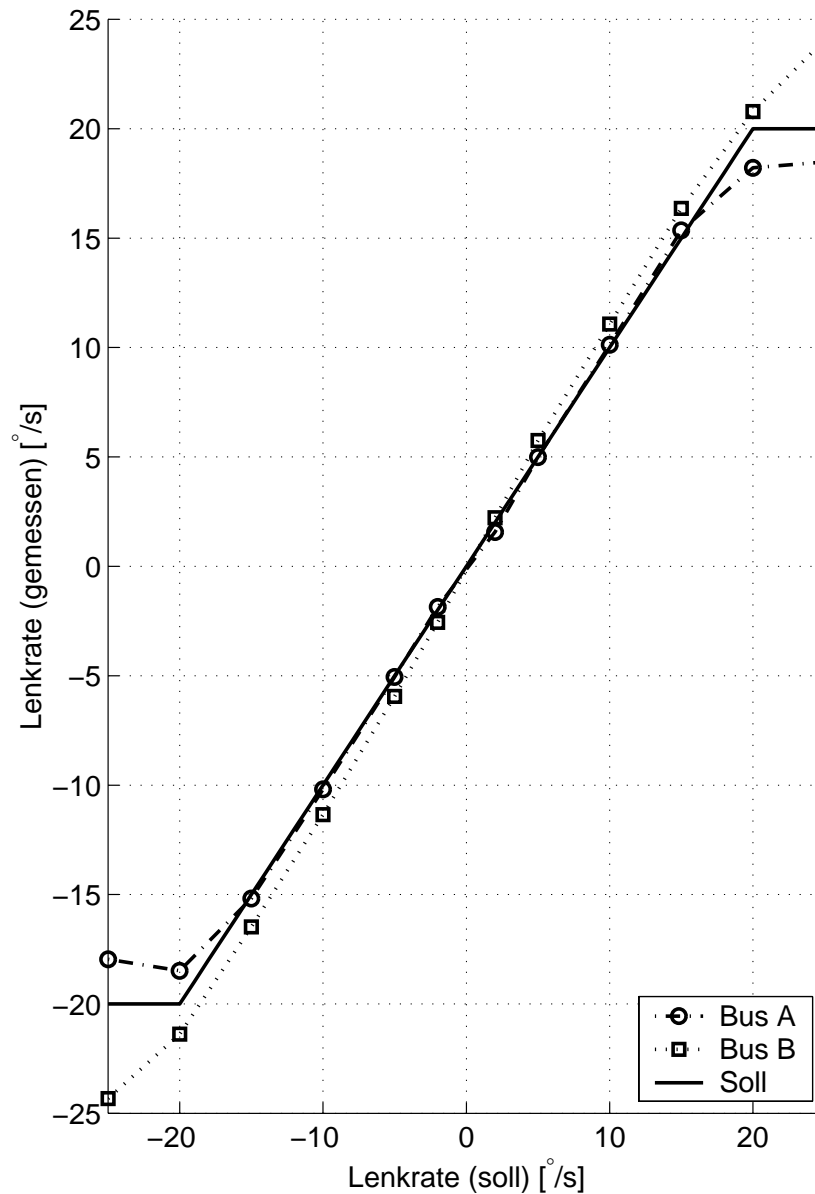


Bild 10.3: Kennlinien der Stellglieder zweier Busse

Jedoch zeigen sich bei Messung einzelner Lenkwinkelraten starke Unterschiede in den Verstärkungen (Bild 10.4). Die Ursache hierfür ist die Umsetzung des Sollwertes durch eine Kennlinie der Lenkhydraulik, die nicht individuell an die einzelnen Servohydrauliken angepasst wurde bzw. die fehlende Lenkwinkelratenregelung des Servolenkungsherstellers. Dies verursacht speziell bei kleinen Lenkwinkelraten im Fall von Bus 'A' zu kleine Stellgrößen

und im Fall von Bus 'B' zu große Stellraten. Beide müssen durch weitere Regeleingriffe nachgeführt werden.

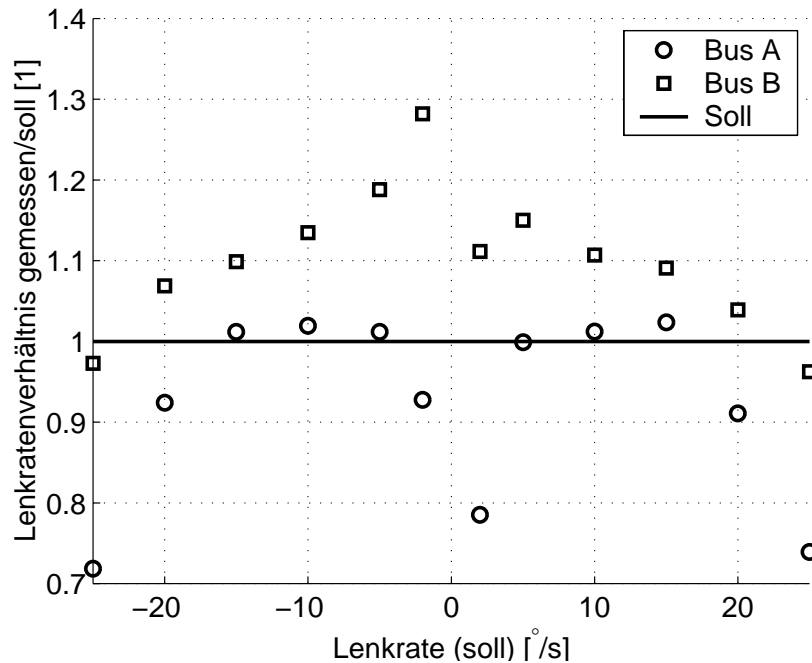


Bild 10.4: Verhältnis gemessener Lenkraten zu Solllenkraten für einzelne Messpunkte zweier Busse

10.1.2 Bushaltestellen

Die Bushaltestellen der Strecke sind so ausgeführt, dass man ebenerdig in den Bus ein- oder aussteigen kann. Die Bushaltestellen dürfen aufgrund von Sicherheitsrichtlinien maximal mit 10 km/h angefahren werden. Der geforderte maximale Abstand sollte 6 cm nicht überschreiten. Der Abstand wurde bei mehreren Testfahrten manuell von der Kante des Bordsteins bis zur Einstiegs-kante gemessen. Die geforderten 6 cm konnten ohne weiteres erfüllt werden.

Die Ein- und Ausfahrt in ein Bushaltestelle zeigt Bild 10.5.

Man beachte die unterschiedlichen x-Achsenskalierungen. Der graue Bereich ist nur zur Verdeutlichung der Ein- und Ausfahrt in die Bushaltestelle im Geschwindigkeitsprofil dargestellt. Der Mittelwert der Querabweichung beträgt $\bar{y} = -0.23$ cm und die Standardabweichung $\sigma = 0.36$.

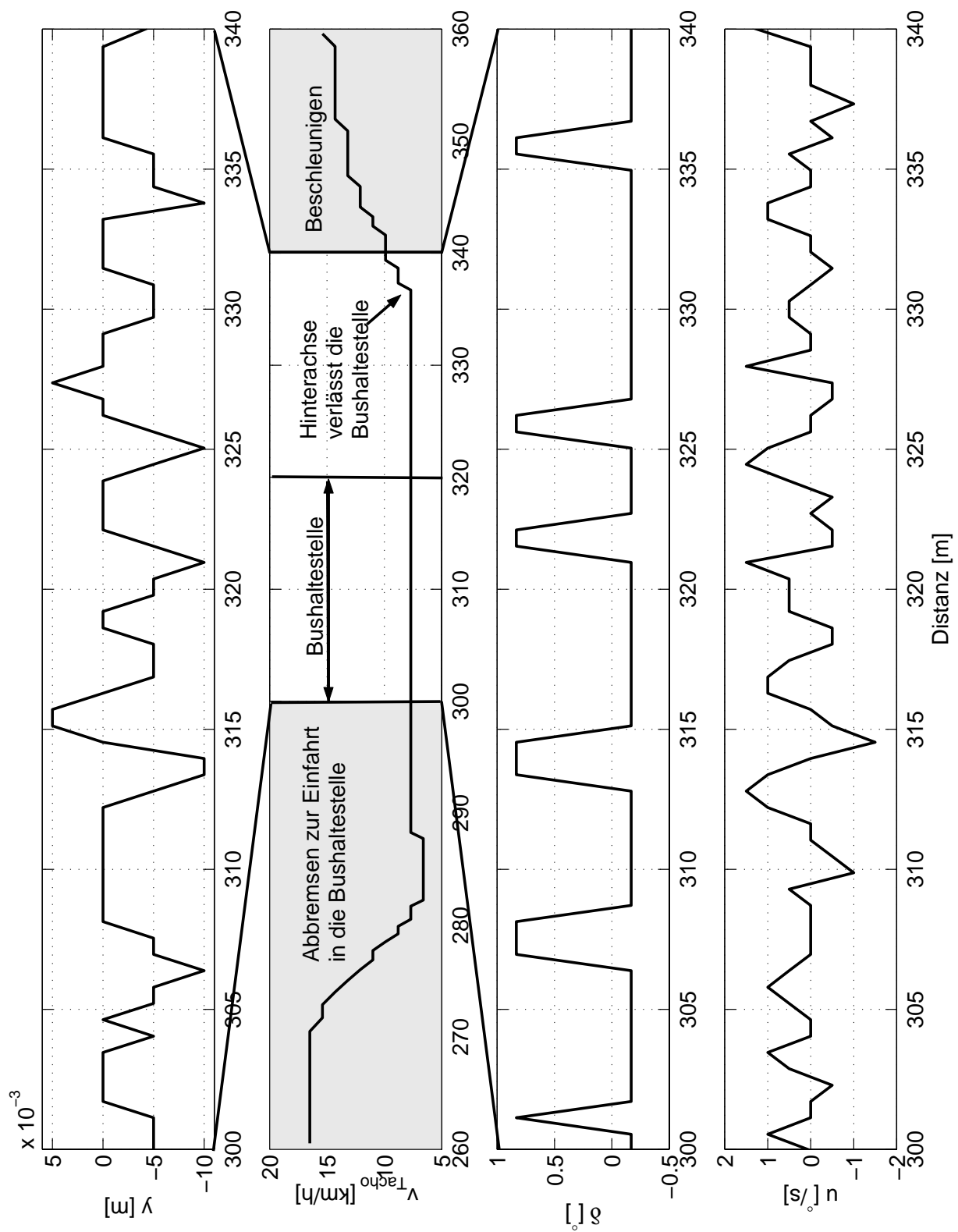


Bild 10.5: Ein- und Ausfahrt in eine Bushaltestelle

10.1.3 40-m-Kurve und 42-m-Kurve

In Abschnitt 9.1 wurde angeführt, warum der 40- bzw. 42-m Radius zu einer ersten Auswahl der Reglerdimensionierung herangezogen wurde. Im Verlauf der Testfahrten zeigte sich, dass der Kurvenradius mit 42 m sehr viel komfortabler durchfahren werden konnte als der 40-m Radius.

Bei einem Vergleich beider Kurvendurchfahrten (Bilder 10.6 und 10.7) zeigen sich in der 40-m Kurve sehr viel stärkere Pendelbewegungen des Lenkwinkels. (Die Längsangaben in Bild 10.7 entsprechen nicht den Angaben aus Bild 10.1, da die Messung bei einer gesonderten Messfahrt aufgezeichnet wurde.) Diese sind – so konnte durch ein Freilegen des Leitdrahts gezeigt werden – auf Verlegefehler innerhalb der Kurve zurückzuführen. Der Draht war in der Kurve nicht kurvenförmig verlegt, sondern wies größere Geradenabschnitte und Knicke auf. Insbesondere erkennt man bei der Kurvenausfahrt in die Gerade bei einer Messfahrt, dass der Klothoidenübergang falsch verlegt wurde und so eine weitere Korrektur der Querabweichung nötig ist. Dies führt zu zusätzlichen Komforteinbußen.

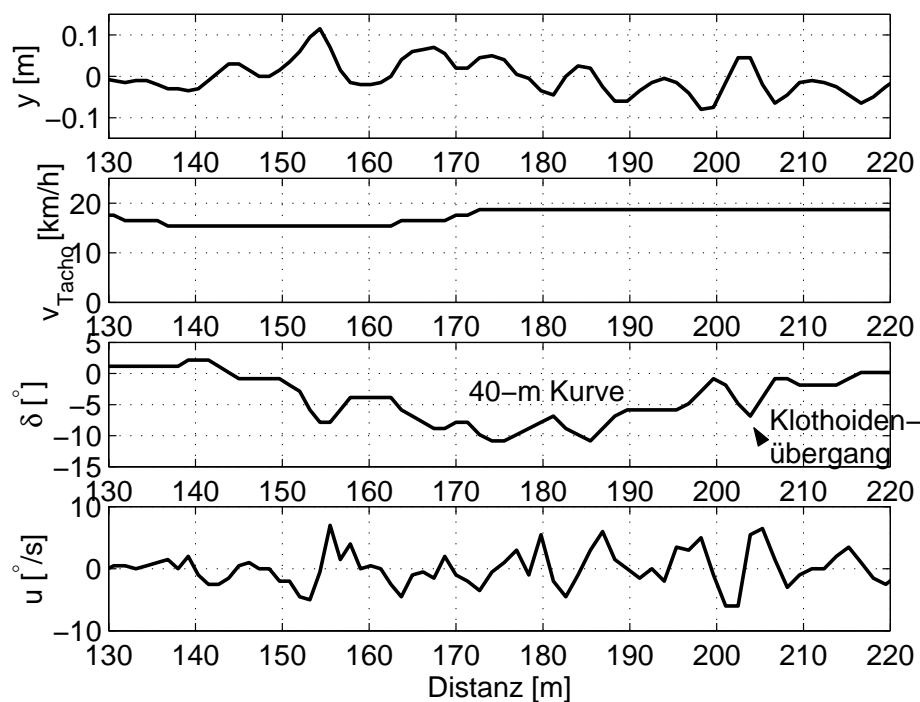


Bild 10.6: 40-m Kurve

Bei der Kurve mit dem 42 m Radius kann man sehr schön in Bild 10.7 erkennen, dass es aufgrund eines sauberen Klothoidenübergangs in die Gerade (ca. bei 280 m) zu keinen zusätzlichen Anregungen kommt.

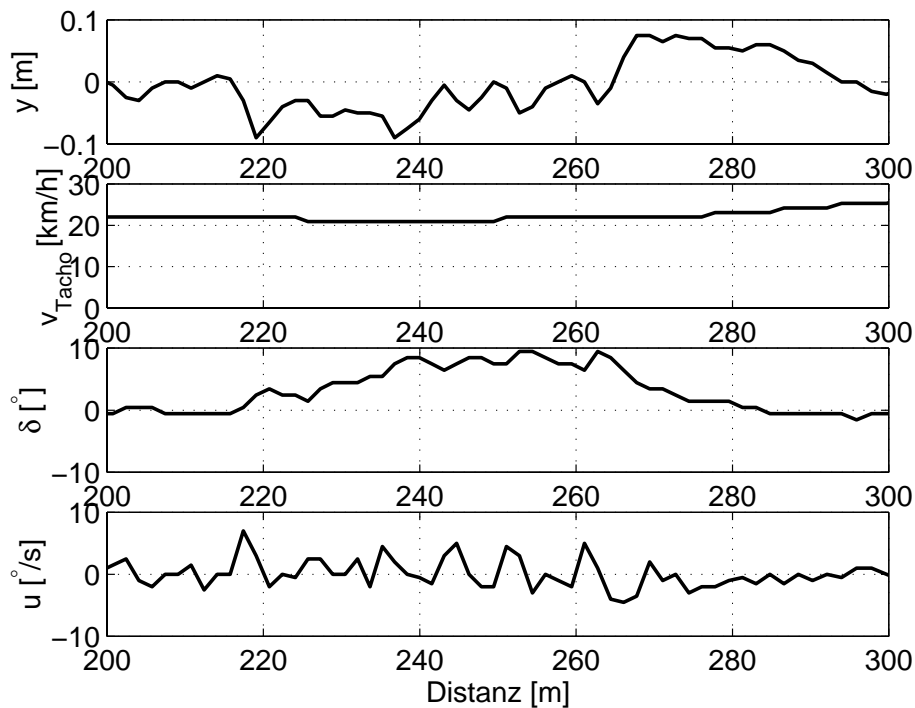


Bild 10.7: 42-m Kurve

10.2 Einfluss der Massenverteilung

Zur Bestimmung des Einflusses unterschiedlicher Massenverteilung im Bus, wurde der Bus mit Sandsäcken asymmetrisch beladen. Hierbei erfolgte die Beladung in 2 Chargen. Zunächst wurden Testfahrten mit jeweils 2.25 t und im Anschluss mit 4.5 t Zuladung durchgeführt. Die Beladung wurde wie folgt verteilt:

- Gleichmäßige Verteilung der Beladung über den gesamten Bus.
- Verteilung der Sandsäcke in der vorderen Bushälfte.
- Verteilung der Ladung im Heck des Busses.
- Verteilung der Sandsäcke auf der linken Seite des Busses.
- Verteilung der Last in der rechten Seite des Busses.

Die folgenden Grafiken 10.8 und 10.9 zeigen die jeweils über 100 m gemittelten Querabweichungen der Strecke. Diese Wahl der Darstellung ermöglicht einen qualitativen Vergleich der unterschiedlichen Beladungszustände.

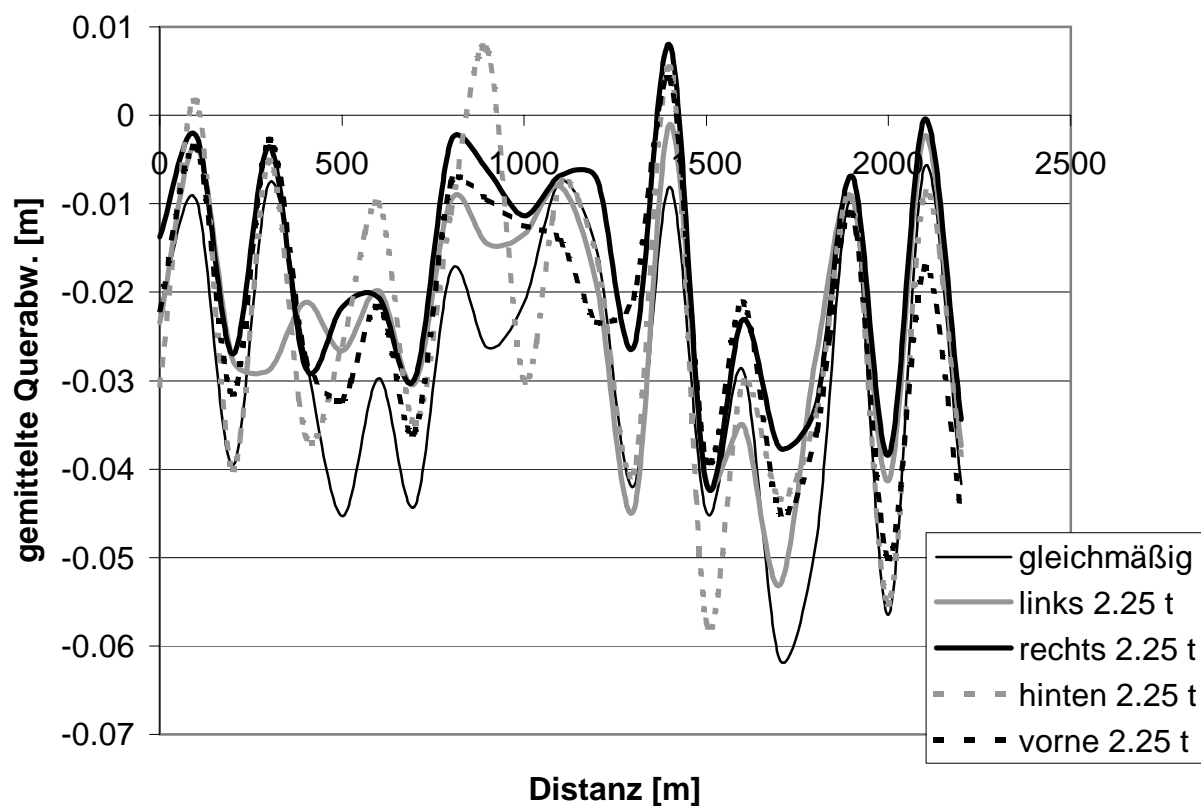


Bild 10.8: Asymmetrische Beladung mit 2.25 t

Tabelle 10.1: Gemittelte Querabweichung \bar{y} in cm und die dazugehörige Standardabweichung bei asymmetrischer Lastverteilung mit 2.25 t

gleichmäßig 2.25 t		links 2.25 t		rechts 2.25 t		hinten 2.25 t		vorne 2.25 t	
\bar{y}	σ	\bar{y}	σ	\bar{y}	σ	\bar{y}	σ	\bar{y}	σ
-2.870	1.714	-2.344	1.449	-1.806	1.435	-2.396	1.867	-2.285	1.471

In den dazugehörigen Tabellen 10.1 und 10.2 sind jeweils die Mittelwerte und Standardabweichungen über die gesamte Strecke aufgetragen.

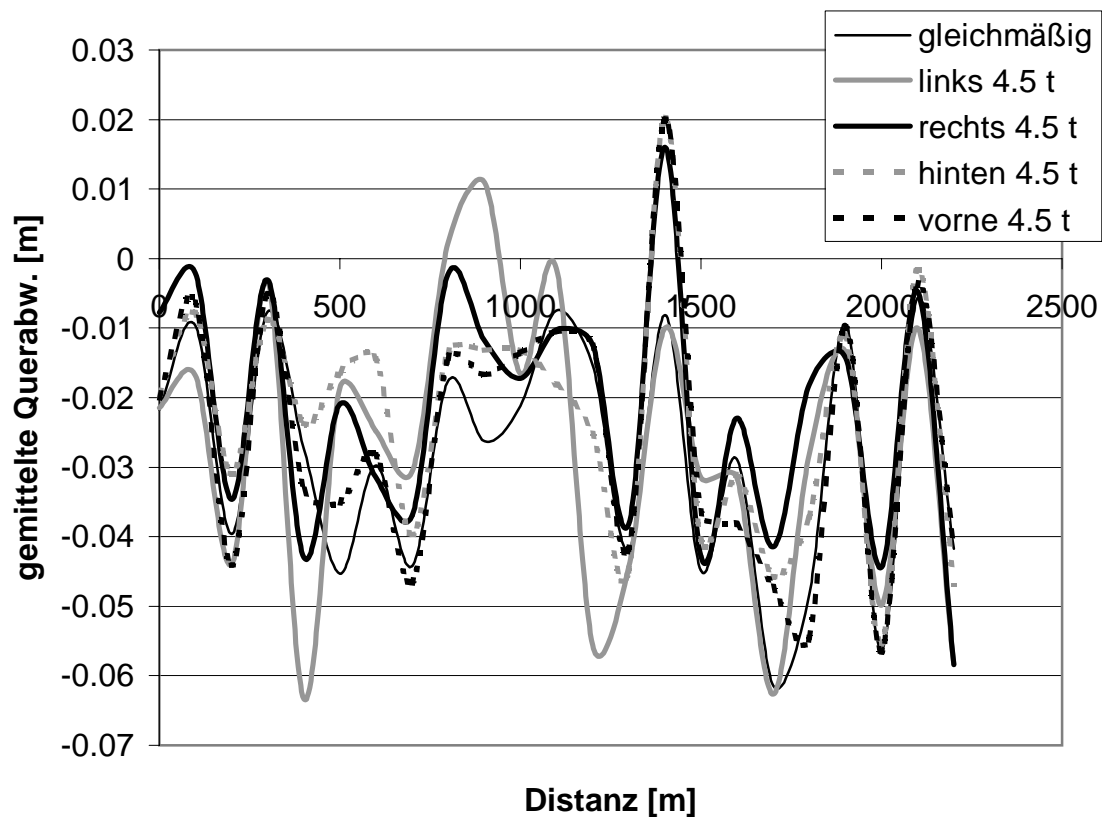


Bild 10.9: Asymmetrische Lastverteilung mit 4.5 t

Tabelle 10.2: Gemittelte Querabweichung \bar{y} in cm und die dazugehörige Standardabweichung bei asymmetrischer Beladung mit 4.5 t

links 4.5 t		rechts 4.5 t		hinten 4.5 t		vorne 4.5 t	
\bar{y}	σ	\bar{y}	σ	\bar{y}	σ	\bar{y}	σ
-2.708	2.108	-2.187	1.828	-2.344	1.763	-2.591	1.949

Es zeigt sich, dass der Einfluss der Lastverteilung nahezu vernachlässigbar ist. Ursächlich hierfür ist die pneumatische Niveauregulierung des Niederflur Omnibusses, die den Bus praktisch immer auf das gleiche horizontale Niveau anhebt. In den Fahrversuchen zeigte sich jedoch, dass insbesondere die gasbetriebenen Omnibusse aufgrund der höheren Schwerpunktlage eine größere Standardabweichung der Querabweichung besitzen. Dies ist dadurch begründet, dass u. a. Bodenwellen, die zu einer Anregung von Wankbewegungen führen, nur sehr langsam ausgeglet werden.

11 Ausblick

Betrachtet man die vorhergehenden Kapitel, so zeigt sich, dass die Leitdrahtführung in der implementierten Art über einige Schwächen verfügt. Diese sind auf unterschiedliche Ursachen zurückzuführen und werden in diesem Kapitel noch einmal aufgegriffen und mögliche Gegenmaßnahmen für zukünftige Realisierungen erläutert.

11.1 Modellverbesserungen

Die Bildung eines mathematischen Fahrzeugmodells erfordert immer, dass bestimmte Fahrzeugparameter bekannt sind, vgl. hierzu z. B. Kapitel 3 und 4. Bei Personenkraftwagen stehen häufig aus Konstruktionsdaten bekannte oder abgeschätzte Fahrzeugparameter zur Verfügung [39, 40, 41, 51]. Für einige Personenkraftwagen wurden ansatzweise Fahrzeugparameter identifiziert [22, 23, 69].

Im Bereich Fahrwerksauslegung für Omnibusse stehen kaum bis keine Daten zur Verfügung. Folglich stellt sich die Frage, wie die benötigten Streckenparameter erlangt werden können. Neben der Abschätzung aus Konstruktionsdaten durch „Faustformeln“, wird daher die Möglichkeit der Parameterschätzung vorgestellt.

11.1.1 Reifenparameter

In Bezug auf Reifenparameter oder Reifenkennlinien halten sich die Reifenhersteller sehr bedeckt. Wie im Kapitel 6 vorgestellt, gibt es unterschiedliche Reifenmodelle, deren Daten sich durch Prüfstandsmessungen gewinnen lassen.

Da der Reifen das entscheidende Koppellement zwischen Fahrzeug und Straße ist, sollte für künftige Modellbildungen die Zusammenarbeit mit einem Reifenhersteller oder einem Institut mit Reifenprüfstand angestrebt werden und so anhand eigener Messungen Reifendaten eruiert werden.

11.1.2 Identifikation der Fahrzeugparameter

In der Literatur findet man mehrere Beschreibungen zur Identifikation des Wankmodells bzw. des Einspurmodells [25, 44, 69]. Zur Identifikation können die in Kapitel 3 und 4 vorgestellten Modelle verwendet werden.

Die Identifikation erfolgt nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate, die hier kurz vorgestellt wird.

Parameterschätzung mit der Methode der kleinsten Quadrate

Der zu identifizierende Prozess wird im Falle eines SISO-Systems, ein Eingang und ein Ausgang, durch die folgende Differentialgleichung beschrieben:

$$\begin{aligned} y(k) + a_1 y(k-1) + a_2 y(k-2) + \dots + a_m y(k-m) \\ = b_0 u(k) + b_1 u(k-1) + \dots + b_m u(k-d-m) + n(k) \end{aligned} \quad (11.1)$$

Hierbei seien die Ein- und Ausgangssignale u und y mittelwertfrei. d ist der ganzzahlige Wert einer Totzeit und n stellt ein stochastisches Störsignal dar. Die Aufgabe besteht nun darin, die unbekannten Parameter a_i und b_i des Prozesses aus N gemessenen Ein- und Ausgangssignalen zu schätzen [27, 64].

Betrachtet man ein Mehrgrößensystem, dann erhält man statt y und u Vektoren und kann diese zu einem Messwertvektor

$$\Psi^T = [-\mathbf{y}^T \mid \mathbf{u}^T] \quad (11.2)$$

zusammensetzen, die Einzelparameter a_i und b_i werden zu einem Parametervektor $\hat{\Theta}$ zusammengefasst.

Bei der Parameterschätzung mit der Methode der kleinsten Quadrate – auch engl. Least Square genannt – berechnet man den Gleichungsfehler [27, 35, 64, 70]:

$$\mathbf{e} = \mathbf{y} - \Psi^T \hat{\Theta} \quad (11.3)$$

Er stellt die Differenzen zwischen dem Ausgangsvektor \mathbf{y} des Modells und dem Produkt aus dem Messvektor Ψ^T und dem zu schätzenden Parametervektor $\hat{\Theta}$ dar. Bild 11.1 zeigt das Blockschaltbild für ein SISO-System.

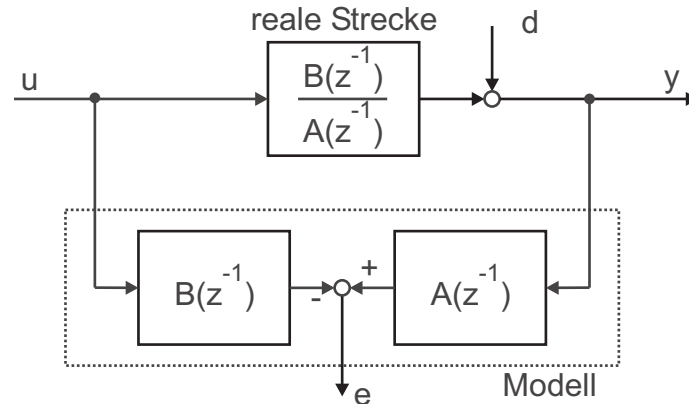


Bild 11.1: Blockschaltbild zum LS-Verfahren

Sei M die Anzahl der unbekannten Parameter, dann ergibt sich für $N > M$ Messwertetupel ein überbestimmtes Gleichungssystem (11.3). Dies lässt sich durch die Minimierung der quadratischen Verlustfunktion V nach den unbekannten Parametern auflösen.

$$V = \mathbf{e}^T \mathbf{e} = \left[\mathbf{y} - \Psi^T \hat{\Theta} \right]^T \left[\mathbf{y} - \Psi^T \hat{\Theta} \right] \quad (11.4)$$

Die Minimierung

$$\left. \frac{dV}{d\Theta} \right|_{\Theta=\hat{\Theta}} = -2\Psi \left[\mathbf{y} - \Psi \hat{\Theta} \right] = 0 \quad (11.5)$$

führt auf die Lösung der Schätzgleichung:

$$\hat{\Theta} = [\Psi^T \Psi]^{-1} \Psi^T \mathbf{y} \quad (11.6)$$

Abkürzend wird $\mathbf{P} = [\Psi^T \Psi]^{-1}$ als Kovarianzmatrix bezeichnet.

Rekursive Methode der kleinsten Quadrate mit exponentiell nachlassendem Gedächtnis

Aus der soeben vorgestellten Methode der kleinsten Quadrate können rekursive Implementierungen eruiert werden. Im Englischen werden sie als **R**ecursive **L**east **S**quare – kurz RLS

bezeichnet [35]. Fertige Implementierungen hierzu sind in der *Matlab Identification Toolbox* enthalten [34].

Zusätzlich ergibt sich, dass im Fahrzeug auch zeitvariante Parameter geschätzt werden müssen. Eine langsame Parameteränderung kann durch eine zeitliche Gewichtung des Gleichungsfehlers berücksichtigt werden. Ausgehend von der Methode der kleinsten Quadrate, Abschnitt 11.1.2, führt man die Verlustfunktion

$$V = \sum_{k=m+d}^{m+d+N} w(k) e^2(k) \quad (11.7)$$

mit

$$w(k) = \lambda^{(m+d+N)-k}, \quad 0 < \lambda < 1 \quad (11.8)$$

ein. Damit ergibt sich eine Gewichtung der Gleichungsfehler $e(k)$ in der folgenden Form, mit $N' = m + d + N$,

$$\begin{aligned} e^2(N') & \text{ mit } w(N') = \lambda^0 = 1 \\ e^2(N' - 1) & \text{ mit } w(N' - 1) = \lambda \\ e^2(N' - 2) & \text{ mit } w(N' - 2) = \lambda^2 \\ & \vdots \\ e^2(N' - N) & \text{ mit } w(N' - N) = \lambda^N \end{aligned}$$

d. h. die Gleichungsfehler werden umso geringer gewichtet, je weiter sie zurückliegen [27, 30].

Man kommt somit auf das LS-Verfahren mit exponentiell nachlassendem Gedächtnis und dem Vergessensfaktor λ .

Die rekursive Schätzgleichung lautet:

$$\hat{\Theta}(k+1) = \hat{\Theta}(k) + \gamma(k) \left[y(k+1) - \Psi^T(k+1) \hat{\Theta}(k) \right] \quad (11.9)$$

$$\gamma(k) = \frac{1}{\Psi^T(k+1) \mathbf{P}(k) \Psi(k+1) + \lambda} \mathbf{P}(k) \Psi(k+1) \quad (11.10)$$

$$\mathbf{P}(k+1) = [\mathbf{I} - \gamma(k) \Psi^T(k+1)] \mathbf{P}(k) \frac{1}{\lambda} \quad (11.11)$$

Man erkennt den Einfluss des Vergessensfaktor auf die Inverse der Kovarianzmatrix:

$$\mathbf{P}^{-1}(k+1) = \lambda \mathbf{P}^{-1}(k) \mathbf{\Psi}(k+1) \mathbf{\Psi}^T(k+1) \quad (11.12)$$

Durch die rekursive Schätzung besteht die Möglichkeit, Fahrzeugparameter nachzuführen, jedoch ergibt sich im Fall der Wankdynamikidentifikation, dass evtl. mit großen Anregungen gefahren werden muss. Eine Identifikation während des normalen Betriebs ist daher nicht möglich.

Parameteridentifikation ohne zusätzliche Sensorik

Aus der Messung der Lenkwinkelgeschwindigkeit (Eingangsgröße) und der Querabweichung (Ausgangsgröße) kann theoretisch durch eine Identifikation im offenen Regelkreis das dynamische Verhalten der Regelstrecke mathematisch abgestimmt werden.

Die Grundidee besteht darin, dass mit dem einfachen, funktionierenden PDT-Regler zunächst auf den Leitdraht aufgespurt und dann eine Identifikation im offenen Regelkreis – ohne Eingriff des Reglers – stattfindet. Nach Abschluss der Identifikation sollte der Regelkreis wieder geschlossen und der Bus somit „eingefangen“ und auf den Leitdraht zurückgeführt werden.

Als Stellgrößeneingriff wurden mehrere **P**seudo **R**andom **B**inary **S**equences unterschiedlicher Länge und Amplitude generiert. Der prinzipielle Verlauf einer PRBS mit dem Muster 4-3-1-2-2-1-1-1 ist in Bild 11.2 dargestellt.

Bei Messfahrten mit der im Niederflrbus SB 220 implementierten Messtechnik, Messung des Lenkwinkels und der Querabweichung, war keine messbare Anregung der Querdynamik möglich. Hierbei stellte insbesondere der maximal detektierbare Bereich der Querabweichung von ± 25 cm die limitierende Größe der Messung dar.

Für künftige Parameterschätzungen ergibt sich daher die Forderung, den Bus mit zusätzlicher Sensorik auszurüsten. Dies war leider im Falle der vorhandenen Niederflrbusse nicht möglich.

Parameteridentifikation mit zusätzlicher Sensorik

Besteht die Möglichkeit der Nutzung einer großen Dynamikfläche, wie sie z. B. bei Automobilherstellern auf Prüfgeländen existieren, so kann mit zusätzlicher Sensorik eine Iden-

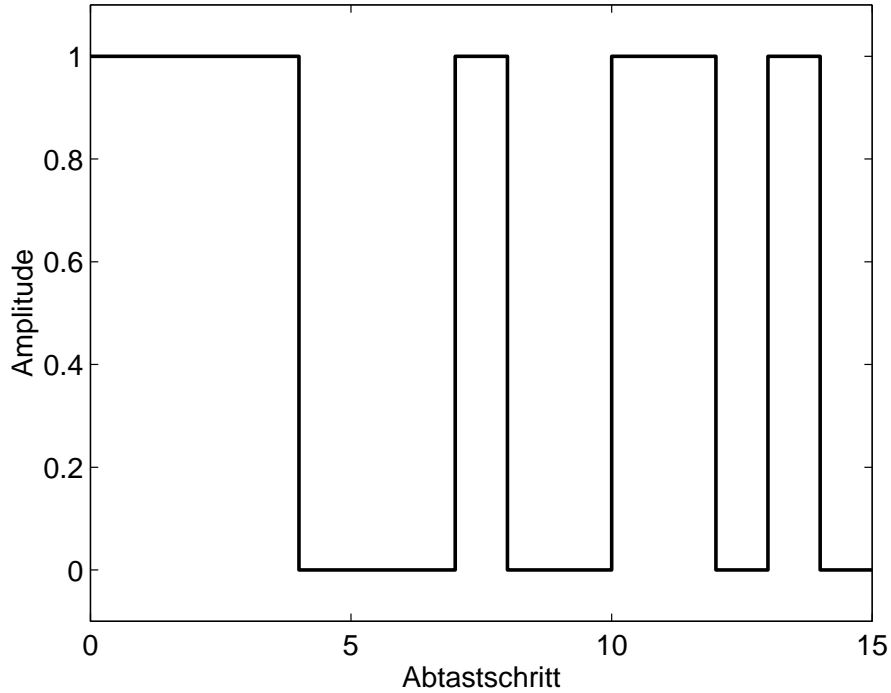


Bild 11.2: Pseudo Random Binary Sequences

tifikation einiger Fahrzeugparameter erfolgen. Als zusätzliche Sensorik ist insbesondere an Beschleunigungs- und Drehratensensoren gedacht.

Wankmodell

Misst man über zusätzliche Sensoren die Querschleunigung \ddot{y} und die Wankwinkelgeschwindigkeit $\dot{\kappa}$, so lässt sich mit Hilfe des vorgestellten Least Square Verfahrens das Modell der Wankdynamik – Gleichung (4.8)

$$m_A h_{RA} \ddot{y} = \Theta_F \kappa + \Theta_D \dot{\kappa} + J_x \ddot{\kappa} + \bar{\Theta}$$

identifizieren.

Bei einer Messung von $\dot{\kappa}$ ist zusätzlich eine Zustandsvariablenfilterung nötig, um die Wankwinkelbeschleunigung zu erhalten [27]. Filtert man die Messsignale außerdem so, dass sie mittelwertfrei sind, so kann $\bar{\Theta} = 0$ gesetzt werden.

In der Arbeit von Würtenberger [69] wurde gezeigt, dass die Summendrehspringkonstante Θ_F und die Summendrehspringdämpferkonstante Θ_D sehr gut identifiziert werden können. Die

Identifikation des Trägheitsmoments J ist nur bei sehr starken Anregungen möglich und weist in den Ergebnissen große Streuungen auf.

Daher sollte beim Trägheitsmoment möglichst auf konstruktive Daten zurückgegriffen werden. Hierdurch lässt sich auch eine Reduktion des Schätzproblems auf

$$m_A h_{RA} \ddot{y} - J_x \ddot{\kappa} = \Theta_F \kappa + \Theta_D \dot{\kappa} \quad (11.13)$$

und somit zwei zu schätzende Parameter reduzieren.

Durch die Integration des Wankmodells lässt sich dann die Querbesehleunigung aufgrund von Wankbewegungen ermitteln und dieser Einfluss auf die Querabweichung eliminieren.

Einspurmodell

Beim Einspurmodell nach Kapitel 3 können die Größen Fahrzeugmasse, Lenkübersetzung, Schwerpunktlage und Radabstand als bekannt angenommen werden. Die Ermittlung der Schräglaufsteifigkeiten kann zwar über Prüfstandsmessungen, vgl. Abschnitt 11.1.1, ermittelt werden, jedoch unterliegen sie im Fahrbetrieb aufgrund unterschiedlicher Umweltbedingungen starken Schwankungen.

Zur Ermittlung der Seitenkraftbeiwerte c_H und c_V bietet sich eine Identifikation mittels Ausgangsfehleroptimierung an. Hierfür wird das in Kapitel 3 vorgestellte Zustandsraummodell (Gl. 3.23) verwendet:

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\delta} \\ \ddot{y} \\ \dot{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 \\ 0 & a_{32} & 0 & 0 & 0 \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \\ \delta \\ \dot{y} \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & -v \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \omega \end{bmatrix}$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \\ \delta \\ \dot{y} \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \omega \end{bmatrix}$$

Ebenso wie bei der Identifikation des Wankmodells ist die Messung der Wankwinkelgeschwindigkeit und der Querbesehleunigung durch zusätzliche Sensorik nötig.

Zur Optimierung verwendet man eine Verlustfunktion über den Zeitraum einer Messfahrt mit N Abtastwerten

$$V = \sum_{i=1}^N e^2(i), \quad (11.14)$$

die die Summe der Ausgangsfehler e

$$e = \left(\dot{\psi} - \hat{\dot{\psi}} \right)^2 + W \left(\ddot{y} - \hat{\ddot{y}} \right)^2 \quad (11.15)$$

minimiert. Man wertet hierbei die Querabweichung mit dem Faktor W , um eine gleichmäßige Empfindlichkeit beider Systemausgänge zu erreichen.

Führt man diese Identifikation für unterschiedliche Geschwindigkeiten und Straßenzustände durch, so lassen sich die Einspurmodelle gut an die realen Umgebungen adaptieren.

11.2 Reglerverbesserungen

Exakteres Wissen über die Fahrzeugparameter führt zu einer genaueren Modellbildung und dadurch zu einer besseren Auslegung der Regler. Darüberhinaus gibt es noch einiges Potential zur Verbesserung der Regelung durch die Rückführung der Gierrate (Abschnitt 11.2.1) oder durch zusätzliche Streckenlängsinformationen und somit eine direkte Vorsteuerung des Lenkwinkels bzw. der Lenkwinkelgeschwindigkeit oder Korrekturen von Verlegefehlern, vgl. Abschnitt 11.2.2.

11.2.1 Gierratenrückführung

Überlegungen am Zustandsraummodell der Strecke zeigen, dass durch die Rückführung der Gierrate über ein Proportionalglied ein Pol aus dem Ursprung in die linke s -Halbebene gezogen werden kann. Dadurch erhält man eine Anfangsphasendrehung von nur 180° statt 270° Grad.

Durch die Rückführung verändert sich in der Systemmatrix \mathbf{A} in Gl. (3.23) das Matrixelement a_{32} . a_{32} wird ungleich Null und gibt die Verstärkung der Rückführung an. Betrachtet man die Pol-Nullstellenverteilung der Strecke, so sieht man, dass für $a_{32} < 0$ ein Pol aus dem Ursprung längs der reellen Achse nach links wandert. Das konjugiert komplexe Polpaar nähert sich dann immer weiter der imaginären Achse. In Bild 11.3 ist die Pol-/Nullstellenverteilung in

Abhängigkeit von a_{32} aufgetragen. Als Geschwindigkeit wurde $v = 10 \text{ m/s}$ und als Masse $m = 13600 \text{ kg}$ gewählt.

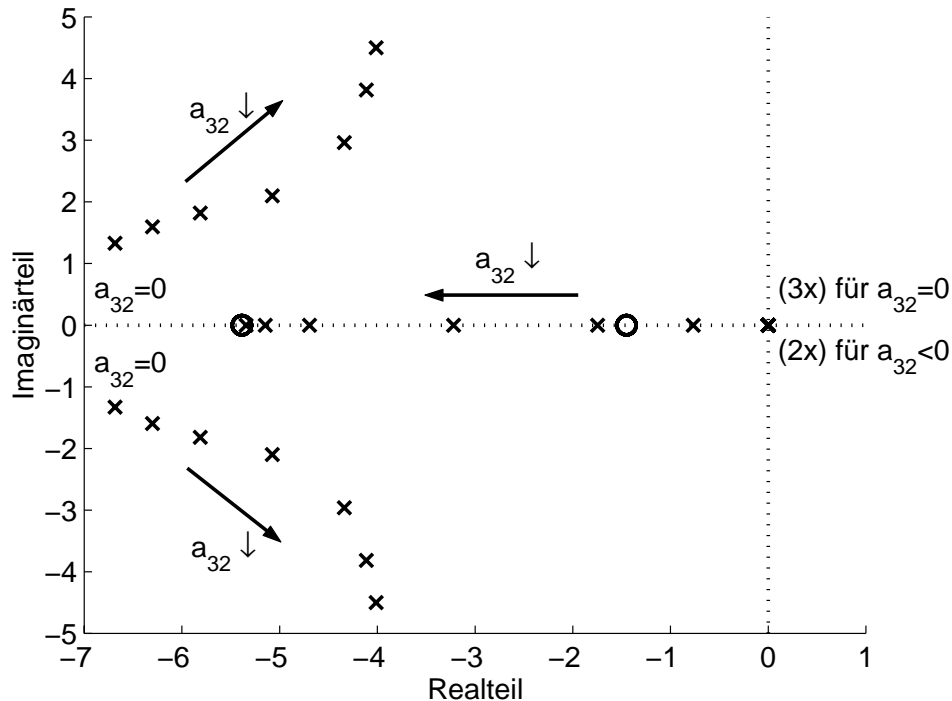


Bild 11.3: Pol-/Nullstellenverteilung der Strecke bei Rückführung der Gierrate

Wählt man a_{32} im Bereich von $[-0.8 \dots -0.7]$, so wirkt sich die Rückführung positiv auf die Reglerauslegung und das Verhalten des geschlossenen Regelkreises aus. Diese theoretische Betrachtung wird auch in [3, 4, 12] bestätigt.

Daher ist für einen neuen Reglerentwurf zu überlegen, ob die Gierrate nicht explizit über einen Sensor gemessen und für die Regelung bereitgestellt werden sollte.

11.2.2 Streckenlängsinformation

Ein weiteres Problem, das mehrmals in dieser Arbeit angesprochen wurde, ist die kurze Vorausschau des Reglers. So wäre es für weitere Projekte sinnvoll auch Streckenlängsinformationen zur Verfügung zu stellen. Hierzu gibt es mehrere Möglichkeiten, wobei ein Informationsaustausch über aktive Code-Träger gegenüber GPS-gestützten Systemen zu bevorzugen ist.

Einerseits könnte mit Längsinformationen eine Vorsteuerung für Kurvenfahrten generiert werden, vgl. hierzu z.B. Söhnitz [59], die den Komfort bei Kurvendurchfahrten entscheidend verbessern könnte. Andererseits könnten Informationen über Verlegefehler durch eine Vorsteuerung in den Regelalgorithmus eingebaut werden. Dies führt wiederum zu geringeren bzw. korrigierten Regeldifferenzen bei Verlegefehlern und somit zu einer Erhöhung des Komforts.

Zusätzlich könnten über Streckenlängsinformationen sicherheitsrelevante Informationen, wie z.B. etwaige Geschwindigkeitsbeschränkungen für die nächste Kurve etc. dem Fahrer per Display mitgeteilt werden.

11.3 Hinweise für die Praxis

In den vorhergehenden Abschnitten wurden einige Verbesserungsmöglichkeiten für das Modell und den Regler dargestellt. Abschließend zeigt Tabelle 11.1 einen Überblick über die vorgestellten Verfahren und zeigt die möglichen Verbesserungspotentiale auf.

Tabelle 11.1: Überblick über die Verbesserungsmöglichkeiten

	Implementiert	Maßnahme(n)	Potential
Fahrzeugparameter	Parameter vom Hersteller, Angaben teilweise ungenau oder Freigabe problematisch.	Parameteridentifikation, hierfür wird ein Testgelände (Dynamikfläche) und zusätzliche Sensoren und Auswertelektronik benötigt.	Verbesserung des Modells, Aufwand sehr hoch.
Reifenparameter	Literaturwerte bzw. Herstellerangaben	Prüfstandsmessung liefert Parameter für die jeweils tatsächlich verwendeten Reifen.	Modellgüte der Reifenparameter steigt, jedoch entstehen zusätzliche Kosten durch den Reifenprüfstand und die Messung.
Wankmodell	Wird zur Zeit nicht berücksichtigt.	Zusätzliche Fahrzeugparameter müssen vom Hersteller bekanntgegeben oder identifiziert werden, außerdem werden zusätzliche Sensoren benötigt.	Eine systematische Fehlerkorrektur der Querabweichung wird möglich, wodurch die Querabweichungsmessung verbessert wird.
Gierratenrückführung	Ist zur Zeit nicht implementiert, da keine Sensorik vorhanden ist.	Der Einbau eines Gierratensensors liefert die für die Rückführung benötigte Information.	Verbesserung des Komforts durch eine Vorsteuerung.
Streckenlängsinformation	Existiert zur Zeit nicht.	Codeträger im Boden sowie zusätzliche Sensoren am Fahrzeug führen zu Streckenlängsinformationen.	Hiermit kann eine starke Verbesserung der Spurführung erreicht werden, da einerseits eine Vorsteuerung realisierbar werden kann und andererseits Drahtverlegefehler rechnerisch korrigiert werden können.

12 Zusammenfassung

Die Leitdrahtspurführung stellt für einige Bereiche des öffentlichen Nahverkehrs als Fahrerassistenzsystem eine sehr gute Unterstützung des Busfahrers dar. So können u. a. Bushaltestellen mit einem sehr geringen Abstand spurgeführt angefahren und so das Ein- und Aussteigen vereinfacht werden.

Die vorliegende Arbeit befasst sich primär mit Niederflur Omnibussen der Baureihe DAF SB 220, die für eine Leitdrahtführung mit einer zusätzlichen Servohydraulik als Stellglied und einer Antenne zur Querabweichungsdetektion ausgerüstet sind. Der Regelung stehen nur die Fahrzeuggeschwindigkeit, der Lenkwinkel und die Querabweichung als Messgrößen zur Verfügung. Der Bus verfügt über keinerlei Sensorik zur Drehraten- oder Längspositionsbestimmung.

Zum Aufbau einer Querregelung für Fahrzeuge benötigt man zunächst ein Fahrzeugmodell. Der querdynamische Reglerentwurf erfolgte im vorliegenden Fall mit dem einfachen, linearen Einspurmodell. Ein Vergleich mit einem komplexeren Mehrkörpermodell zeigte jedoch einige Schwächen des Einspurmodells, insbesondere werden Einkopplungen der Wankbewegung auf die Querabweichungsmessung oder in die Lenkung nicht berücksichtigt.

Ein Vergleich der querdynamischen Modelle erfolgte mit Fahrzeugdaten eines Kleinbusses, also einem Pkw mit erhöhter Schwerpunktlage, dem VW Caravelle T4. Für ihn standen mehr Fahrzeugparameter als für den Niederflur Omnibus zur Verfügung.

Die entscheidenden Koppellemente zwischen Fahrzeug und Straße sind die Reifen. Sie übertragen die Längs- und Querkraft vom Fahrzeug auf die Fahrbahn. Neben linearisierten Reifenmodellen, wie sie im linearen Einspurmodell verwendet werden, gibt es mathematische Modelle. In dieser Arbeit wurde der empirische Ansatz „Magic Tyre Formula“ und als Alternative das „HSRI“ Reifenmodell eingeführt, welches sich aus den Verformungsspannungen des Reifens berechnet. Ein Vergleich beider Reifenmodelle führte zu dem Ergebnis,

dass der Ansatz nach der „Magic Tyre Formula“ besser geeignet ist. Daher wurde er zur Reifenmodellierung in der Mehrkörpersimulation verwendet.

Vor dem querdynamischen Reglerentwurf erfolgte eine Analyse der Streckenmodelle, insbesondere wurde hier auf Parameterunsicherheiten der Fahrzeugmodelle und ihre Auswirkungen auf das Streckenverhalten eingegangen.

Abschließend wurde für den gesamten innerstädtischen Geschwindigkeitsbereich des Niederflur Omnibusses ein H_2 -Regler ausgelegt und es wurden Stabilitätsuntersuchungen durchgeführt. Aufgrund der dominanten Abhängigkeit der Querdynamik von der Geschwindigkeit erfolgte eine Regleradaption an die unterschiedlichen Geschwindigkeiten. Dies stellt insbesondere im unteren Geschwindigkeitsbereich bis 10 km/h konträre Anforderungen an den Regler. Für diesen Bereich muss der Regler das Aufspüren, das Anfahren der Bushaltestellen und das Durchfahren der Wendeschleife ermöglichen. Die Reglerauslegung wurde darüber hinaus dadurch erschwert, dass keine Streckenlängsinformation über den Aufenthaltsort des Busses zur Reglervorsteuerung zur Verfügung stand.

Die für die unterschiedlichen Geschwindigkeiten ausgelegten Regler wurden zusammen mit einer geschwindigkeitsgesteuerten Parameternachführung in den Niederflur Omnibussen implementiert und getestet. Einige Versuchsergebnisse von Messfahrten wurden als Abschluss des Projektes vorgestellt und analysiert.

Im Ausblick wurden Möglichkeiten aufgezeigt, wie bei Folgeprojekten einerseits fehlende Fahrzeugparameter identifiziert und andererseits Reglerverbesserungen durch Vorsteuerungen oder Rückführungen zusätzlicher Messgrößen, wie z. B. der Gierrate, erzielt werden können.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das vorliegende Leitdrahtspurführungskonzept bei einer exakten Leitdrahtverlegung zu guten Ergebnissen führt. Für einen komfortablen Einsatz im Personennahverkehr sollte jedoch bei künftigen Projekten auf zusätzliche Sensorik nicht verzichtet werden. Insbesondere ist die Längsinformation der Fahrzeugposition auf der Spurführungsstrecke dringend erforderlich, um Verbesserungen der Regelung realisieren zu können und Drahtverlegefehler zu kompensieren.

A Fahrzeugdaten

A.1 Niederfluromnibus SB 220

Im Folgenden werden die bekannten Daten des DAF Busses SB 220 in tabellarischer Form angegeben und die sich hieraus für die Simulation ergebenden Parameter berechnet.

Tabelle A.1: Fahrzeugabmessungen

Fahrzeugbreite	2.53 m
Gesamtlänge	12 m
Radstand	6 m
hinterer Überhang	3.20 m
Abstand Antenne - Vorderachse	2.75 m
Abstand Schwerpunkt - Hinterachse	$l_H = 2.5$ m
Abstand Schwerpunkt - Vorderachse	$l_V = 3.5$ m
Abstand Schwerpunkt - Sensor	$s = 6.25$ m

Aufgrund der veränderlichen Zuladung und der unterschiedlichen Verteilung der Personen im Omnibus ändert sich die Lage des Schwerpunktes. Diese Tatsache bleibt im Streckenmodell unberücksichtigt. l_V , l_H und s aus Tabelle A.1 werden als konstant angenommen.

Aus Tabelle A.2 ist ersichtlich, dass die Fahrzeugmasse einen der unsicheren Streckenparameter darstellt. Sie variiert um maximal 4500 kg. Das Massenträgheitsmoment wird in

Tabelle A.2: Fahrzeugmasse und Trägheitsmoment

Leergewicht	$m_{\min} = 13600 \text{ kg}$
max. Gesamtgewicht	$m_{\max} = 18100 \text{ kg}$
Vorderachslast	6500 kg
Hinterachslast	11600 kg
Massenträgheitsmoment	$J = 63400 \text{ kg m}^2$

Tabelle A.3: Reifendaten und Radaufhängung

Bereifung (Goodyear)	275/70/22.5
Seitenkraftbeiwert Vorderachse	$c_V = 198 \cdot 10^3 \text{ N/rad}$
Seitenkraftbeiwert Hinterachse	$c_H = 470 \cdot 10^3 \text{ N/rad}$
Steifigkeit der Vorder-/Hinterradaufhängung	245 kNm/rad
Dämpfungskoeffizient der Vorder-/Hinterradaufhängung	59 kNms/rad

der Simulation und Reglerauslegung als konstant angenommen. Die Massenabhängigkeit des Trägheitsmomentes wird vernachlässigt.

Der Bus wird mit Reifen der Firma **Goodyear** der Größe 275/70/22.5 bestückt. Da hierfür keine Reifendaten verfügbar sind, werden die Reifendaten aus [13] übernommen. Die Seitenkraftbeiwerte müssen mit dem Faktor 2 multipliziert werden, um die für das Modell benötigten Parameter c_V und c_H (Tabelle A.3) zu erhalten. Von DAF wurden für die Vorder- und Hinterradaufhängung zusätzlich die aufgelisteten Steifigkeiten und Dämpfungskoeffizienten angegeben.

Darüber hinaus sind die in Tabelle A.4 angegebenen Werte zur Berechnung des Luftwiderstandes bekannt.

Tabelle A.4: Frontfläche und Luftwiderstand

Frontfläche	$A \approx 8 \text{ m}^2$
c_w -Wert	≈ 0.7

A.1.1 Zusammenfassung der Streckenparameter

Hier werden nochmals die Streckenparameter des DAF Busses SB 220 im Überblick nach varianten und invarianten Parametern angegeben.

Tabelle A.5: Streckenparameter SB 220 (Übersicht)

Veränderliche Streckenparameter	
Fahrzeuggeschwindigkeit	$v = 0 \dots 22 \text{ m/s}$
Fahrzeugmasse	$m = 13600 \dots 18100 \text{ kg}$
Kraftschlussbeiwert	$\mu = 0.5 \dots 1$
Invariante Streckenparameter	
Trägheitsmoment um die Hochachse	$J = 63400 \text{ kg m}^2$
Seitenkraftbeiwert VA	$c_V = 198000 \text{ N/rad}$
Seitenkraftbeiwert HA	$c_H = 235000 \text{ N/rad}$
Schwerpunktabstand VA	$l_V = 3.5 \text{ m}$
Schwerpunktabstand HA	$l_H = 2.5 \text{ m}$
Schwerpunktabstand Sensor	$s = 6.25 \text{ m}$

A.2 Fahrzeugdaten VW Caravelle T4

Tabelle A.6: Streckenparameter VW Caravelle

Achsabstand	3.32 m
Spurweite vorn	1.589 m
Spurweite hinten	1.554 m
Gesamthöhe Fahrzeug	1.94 m
Abstand Schwerpunkt–Dach h_o	1.4631 m (geschätzt)
Abstand Schwerpunkt–Boden h_u	0.1626 m (geschätzt)
Reifenabrollumfang	1.975 m
Achslast vorn (Ausrüstung, 2 Personen)	1460 kg
Achslast hinten (Ausrüstung, 2 Personen)	1260 kg
Trägheitsmoment um die Hochachse	9137 kgm ² (geschätzt)
Trägheitsmoment um die Längsachse	1510 kgm ² (geschätzt)
Trägheitsmoment um die Querachse	8102 kgm ² (geschätzt)
Lenkübersetzung	18
Lenkverzögerung	0.2 s
Gesamtnachlauf der Vorderachse	0.05 m

Tabelle A.8: Steifigkeiten und Dämpferkonstanten VW Caravelle

Reifenseitensteifigkeit vorn (je Rad)	64500 N/rad (geschätzt)
Reifenseitensteifigkeit hinten (je Rad)	50100 N/rad (geschätzt)
Federsteifigkeit vorn (je Seite)	48366 N/m (geschätzt)
Federsteifigkeit hinten (je Seite)	37140 N/m (geschätzt)
Dämpfung vorn (je Seite)	2636 Ns/m (geschätzt)
Dämpfung hinten (je Seite)	1490 Ns/m (geschätzt)
Lenkungssteifigkeit	15000 Nm/rad

B Matlab und Simulink

B.1 Einspurmodell in Matlab

Für die Simulation der Strecke in Matlab wurde das System in Simulink [2] implementiert. Das Simulink-Modell `strecke.mdl` ist in den nachfolgenden Bildern dargestellt.

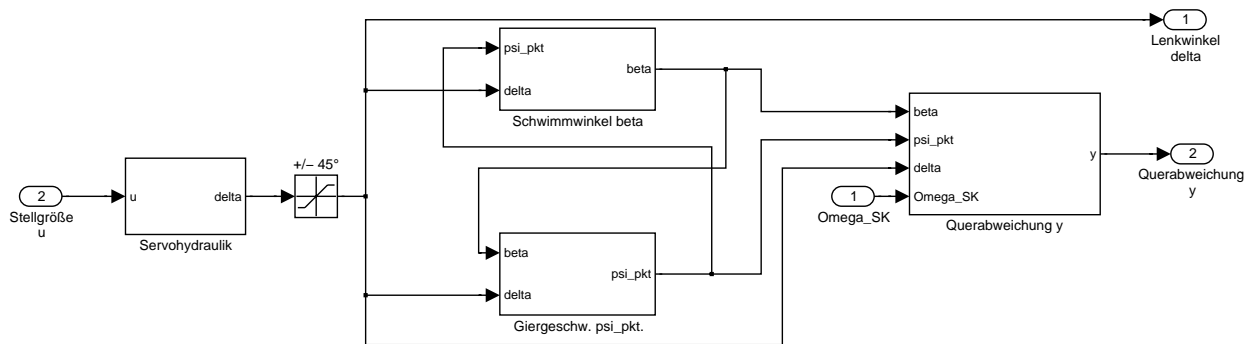


Bild B.1: Strecke

Als Eingangssignal hat man die Stellgröße u des Reglers, also die Lenkwinkelgeschwindigkeit. Diese wird auf die Servohydraulik (vgl. Bild B.2) geschaltet.

Je nachdem, ob man das Streckenmodell 5. oder 6. Ordnung betrachtet, muss T_{Servo} entsprechend gewählt werden. Für den Fall, dass die Servohydraulik als reiner Integrator abgebildet wird, muss $T_{\text{Servo}} = 0$ (Modell 5. Ordnung) gesetzt werden.

In dem Simulinkmodell wird außerdem die Beschränkung des Lenkwinkels auf $\pm 45^\circ$ durch die eingezeichnete Begrenzung (Bild B.1) berücksichtigt.

Der Schwimmwinkel β sowie die Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ werden entsprechend den Gleichungen aus Abschnitt 3.2 mit den entsprechenden Koeffizienten a_{ij} wie folgt in Simulink umgesetzt.

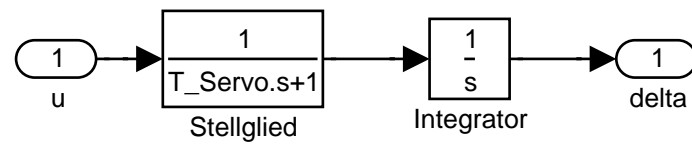


Bild B.2: Servohydraulik

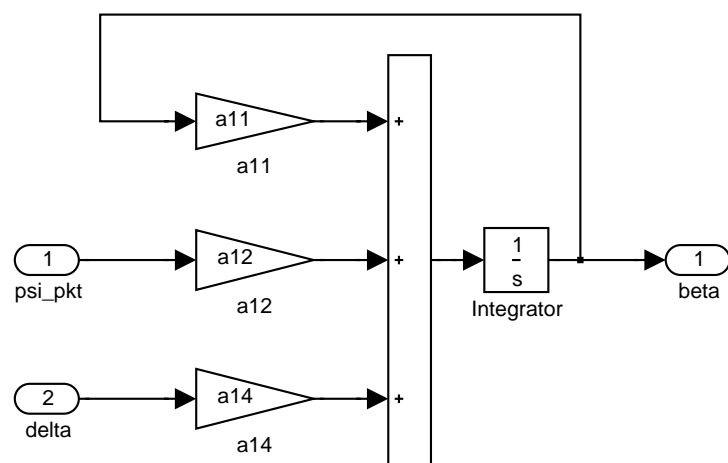


Bild B.3: Schwimmwinkel

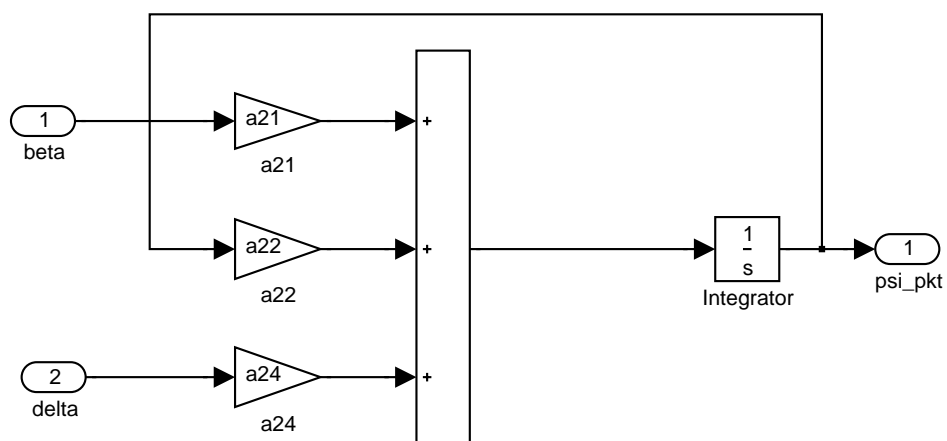


Bild B.4: Gierwinkelgeschwindigkeit

Die resultierende Querabweichung ergibt sich durch eine doppelte Integration der Querabweichungsbeschleunigung. Diese setzt sich aus den in Bild B.5 angegebenen Größen zusammen.

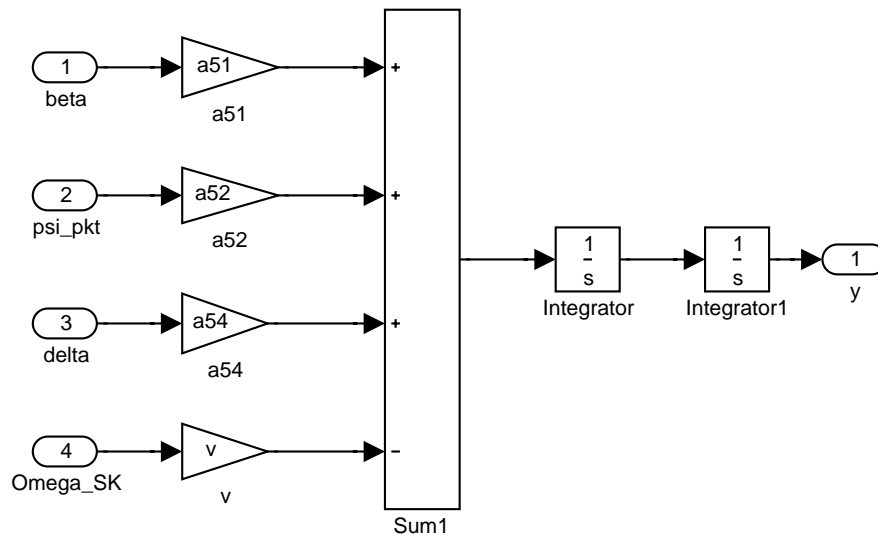


Bild B.5: Querabweichung

Ω_{SK} entspricht ω in den Gleichungen aus Abschnitt 3.2.4 und stellt die Winkelgeschwindigkeit des Sollkurses, also die Führungsgröße, dar. Sie ist in der Simulation ungleich Null, verschwindet jedoch im realen System, da hier keine Führungsgröße vorgeben wird, sondern nur auf Störungen (Änderung der Querabweichung, Seitenwind, etc.) reagiert wird.

C Reifenmodelle

C.1 Magic Tyre Formula – Delft Tyre

Formeln des im Abschnitt 6.3 beschriebenen Magic Tyre Modell. p , q , r und s sind dimensionslose Parameter. Skalierungsfaktoren λ ermöglichen die Änderung einiger wichtiger Gesamtparameter. Die Grundeinstellung dieser Faktoren ist Eins [47].

Definitionen

Skalierte nominale Vertikalkraft:

$$F'_{z0} = \lambda_{Fz0} F_{z0} \quad (\text{C.1})$$

Normiertes Inkrement der Vertikalkraft:

$$df_z = \frac{F_z - F'_{z0}}{F'_{z0}} \quad (\text{C.2})$$

Begrenzte absolute Geschwindigkeit:

$$|V'_x| = \max(|V_x|, \epsilon_x), \quad (\epsilon_x = 0.01) \quad (\text{C.3})$$

Längsschlupf:

$$\kappa^* = -\frac{V_{sx}^*}{|V'_x|} \quad (\text{C.4})$$

Querschlupf:

$$\alpha^* = -\frac{V_{sy}^*}{|V'_x|} \quad (\text{C.5})$$

Begrenzte Geschwindigkeit:

$$V' = \max(V, \epsilon_x), \quad (\epsilon_x = 0.01) \quad (\text{C.6})$$

Kosinus des Schräglaufwinkels:

$$c_\alpha = \frac{V_x}{V'} \quad (\text{C.7})$$

Längskraft ($\alpha = 0$)

$$F_{x0}^* = D_x \sin[C_x \arctan\{B_x \kappa_x - E_x(B_x \kappa_x - \arctan(B_x \kappa_x))\}] + S_{Vx} \quad (\text{C.8})$$

$$\kappa_x = \kappa^* + S_{Hx} \quad (\text{C.9})$$

$$C_x = 1.65 \quad (\text{C.10})$$

$$D_x = \mu_x F_z, \quad \mu_x = 1 \quad (\text{C.11})$$

$$\mu_x = (p_{Dx1} + p_{Dx2} df_z) \lambda_{\mu x} \quad (\text{C.12})$$

$$E_x = (p_{Ex1} + p_{Ex2} df_z + p_{Ex3} df_z^2) \{1 - p_{Ex4} \text{sgn}(\kappa_x)\} \lambda_{Ex} \quad (\leq 1) \quad (\text{C.13})$$

$$K_x = F_z (p_{Kx1} + p_{Kx2} df_z) \exp(-p_{Kx3} df_z) \lambda_{Kx} \quad (\text{C.14})$$

$$B_x = \frac{K_x}{C_x D_x} \quad (\text{C.15})$$

$$S_{Hx} = (p_{Hx1} + p_{Hx2}df_z)\lambda_{Hx} \quad (\text{C.16})$$

$$S_{Vx} = F_z(p_{Vx1} + p_{Vx2}df_z)\lambda_{Vx}\lambda_{\mu x} \quad (\text{C.17})$$

Seitenkraft ($\alpha = 0$)

$$F_{y0}^* = D_y \sin[C_y \arctan\{B_y\alpha_y - E_y(B_y\alpha_y - \arctan(B_y\alpha_y))\}] + S_{Vy} \quad (\text{C.18})$$

$$\alpha_y = \alpha^* + S_{Hy} \quad (\text{C.19})$$

$$\gamma_y = \gamma\lambda_y \quad (\text{C.20})$$

$$C_y = 1.3 \quad (\text{C.21})$$

$$D_y = \mu_y F_z, \quad (> 0) \quad (\text{C.22})$$

$$\mu_y = (p_{Dy1} + p_{Dy2}df_z)(1 - p_{Dy3}\gamma_y^2)\lambda_{\mu y} \quad (> 0) \quad (\text{C.23})$$

$$E_y = (p_{Ey1} + p_{Ey2}df_z)\{(1 - (p_{Ey3} + p_{Ey4}\gamma_y)\text{sgn}(\alpha_y))\}\lambda_{Ey} \quad (\leq 1) \quad (\text{C.24})$$

$$K_y = p_{Ky1}F_{z0} \sin[2 \arctan\{F_z/(p_{Ky2}F_{z0}\lambda_{Fz0})\}] \cdot (1 - p_{Ky3}|\gamma_y|)\lambda_{Fz0}\lambda_{Ky} \quad (\text{C.25})$$

$$B_y = \frac{K_y}{C_y D_y} \quad (\text{C.26})$$

$$S_{Hy} = (p_{Hy1} + p_{Hy2} df_z + p_{Hy3} \gamma_y) \lambda_{Hy} \quad (\text{C.27})$$

$$S_{Vy} = F_z \{p_{Vy1} + p_{Vy2} df_z + (p_{Vy3} + p_{Vy4} df_z) \gamma_y\} \lambda_{Vy} \lambda_{\mu y} \quad (\text{C.28})$$

Rückstellmoment ($\kappa = 0$)

$$M_{z0}^* = -t F_{y0} + M_{zr} \quad (\text{C.29})$$

$$t(\alpha_t) = D_t \cos[C_t \arctan\{B_t \alpha_t - E_t(B_t \alpha_t - \arctan(B_t \alpha_t))\}] c_\alpha \quad (\text{C.30})$$

$$\alpha_t = \alpha^* + S_{Ht} \quad (\text{C.31})$$

$$M_{zr}(\alpha_r) = D_r \cos[\arctan(B_r \alpha_r)] c_\alpha \quad (\text{C.32})$$

$$\alpha_r = \alpha^* + S_{Hf} \quad (\text{C.33})$$

$$S_{Hf} = S_{Hy} + S_{Vy}/K_y \quad (\text{C.34})$$

$$\gamma_z = \gamma \lambda_{yz} \quad (\text{C.35})$$

$$B_t = (q_{Bz1} + q_{Bz2}df_z + q_{Bz3}df_z^2)(1 + q_{Bz4}\gamma_z + q_{Bz5}|\gamma_z|)\lambda_{Ky}/\lambda_{\mu y} \quad (> 0) \quad (\text{C.36})$$

$$C_t = q_{Cz1} \quad (> 0) \quad (\text{C.37})$$

$$D_t = F_z(q_{Dz1} + q_{Dz2}df_z)(1 + q_{Dz3}\gamma_z + q_{Dz4}\gamma_z^2)(R_0/F_{z0})\lambda_t \quad (\text{C.38})$$

$$E_t = (q_{Ez1} + q_{Ez2}df_z + q_{Ez3}df_z^2)\{1 + (q_{Ez4} + q_{Ez5}\gamma_z) \arctan(B_t C_t \alpha_t)\} \quad (\leq 1) \quad (\text{C.39})$$

$$S_{Ht} = q_{Hz1} + q_{Hz2}df_z + (q_{Hz3} + q_{Hz4}df_z)\gamma_z \quad (\text{C.40})$$

$$B_r = q_{Bz9}\lambda_{ky}/\lambda_{\mu y} + q_{Bz10}B_y C_y \quad \text{mit: } q_{Bz10} = 1.5, q_{Bz9} = 0 \quad (\text{C.41})$$

$$D_r = F_z\{q_{Dz6} + q_{Dz7}df_z + (q_{Dz8} + q_{Dz9}df_z)\gamma_z\}R_0\lambda_{Mr}\lambda_{\mu y} \quad (\text{C.42})$$

Längskraft (α , $\kappa \neq 0$)

$$F_x^* = D_{x\alpha} \cos[C_{x\alpha} \arctan\{B_{x\alpha}(\alpha^* + S_{Hx\alpha})\}] \quad (\text{C.43})$$

$$B_{x\alpha} = r_{Bx1} \cos[\arctan\{r_{Bx2}\kappa^*\}] \cdot \lambda_{x\alpha} \quad (\text{C.44})$$

$$C_{x\alpha} = r_{Cx1} \quad (> 0) \quad (\text{C.45})$$

$$D_{x\alpha} = F_{x0} / \cos[C_{x\alpha} \arctan(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha})] \quad (\text{C.46})$$

$$S_{Hx\alpha} = r_{Hx1} \quad (\text{C.47})$$

Seitenkraft ($\alpha, \kappa \neq 0$)

$$F_y^* = D_{y\kappa} \cos[C_{y\kappa} \arctan\{B_{y\kappa}(\kappa^* + S_{Hy\kappa})\}] + S_{Vy\kappa} \quad (\text{C.48})$$

$$B_{y\kappa} = r_{By1} \cos[\arctan\{r_{By2}(\alpha^* - r_{By3})\}] \cdot \lambda_{y\kappa} \quad (\text{C.49})$$

$$C_{y\kappa} = r_{Cy1} \quad (> 0) \quad (\text{C.50})$$

$$D_{y\kappa} = F_{y0} / \cos[C_{y\kappa} \arctan(B_{y\kappa} S_{Hy\kappa})] \quad (\text{C.51})$$

$$S_{Hy\kappa} = r_{Hy1} \quad (\text{C.52})$$

$$S_{Vy\kappa} = D_{Vy\kappa} \sin[r_{Vy5} \arctan(r_{Vy6} \kappa^*)] \cdot \lambda_{Vy\kappa} \quad (\text{C.53})$$

$$D_{Vy\kappa} = \mu_y F_z (r_{Vy1} + r_{Vy2} df_z + r_{Vy3} \gamma) \cos[\arctan(r_{Vy4} \alpha^*)] \quad (\text{C.54})$$

Vertikalkraft:

$$F_z = \max(p_{z1} \rho \lambda_{Cz} + p_{z2} \dot{\rho} \lambda_{Kz}, 0) \quad (\geq 0) \quad (\text{C.55})$$

Kippmoment:

$$M_x = (q_{x1}F_y + q_{x2}\gamma)F_z\lambda_{Mx} \quad (\text{C.56})$$

Rollwiderstandsmoment:

$$M_y = \frac{2}{\pi}(q_{y1} + q_{y2}F_x)F_z \arctan(V_r)\lambda_{My} \quad (\text{C.57})$$

Rückstellmoment (α , $\kappa \neq 0$):

$$M_z^* = -tF_y' + M_{zr} + sF_x \quad (\text{C.58})$$

$$t = t(\alpha_{t,eq}) = D_t \cos[C_t \arctan\{B_t\alpha_{t,eq} - E_t(B_t\alpha_{t,eq} - \arctan(B_t\alpha_{t,eq}))\}]c_\alpha \quad (\text{C.59})$$

$$F_y' = F_y^* - S_{Vy}\kappa \quad (\text{C.60})$$

$$M_{zr} = M_{zr}(\alpha_{r,eq}) = D_r \cos[\arctan(B_r\alpha_{r,eq})]c_\alpha \quad (\text{C.61})$$

$$s = \{s_{sz1} + s_{sz2}(F_y/F_{z0}) + (s_{sz3} + s_{sz4}df_z)\gamma\}R_0\lambda_s \quad (\text{C.62})$$

$$\alpha_{t,eq} = \sqrt{\alpha_t^2 + \left(\frac{K_x}{K_y}\right)^2 \kappa^{*2} \cdot \text{sgn}(\alpha_t)} \quad (\text{C.63})$$

$$\alpha_{r,eq} = \sqrt{\alpha_r^2 + \left(\frac{K_x}{K_y}\right)^2 \kappa^{*2} \cdot \text{sgn}(\alpha_r)} \quad (\text{C.64})$$

C.2 Modellparameter des Magic Formula Modells

Parameter eines Uniroyal 205/65 ZR 15 Reifens:

Tabelle C.1: Reifenparameter des MTF-Modells für reine Umfangskräfte in Abhängigkeit von der Radlast. $C=1.65$.

Radlast [N]	Parameter B	Parameter D	Parameter E	Schlupf bei F_{MAX}
2900	17.51	1.026	0.9018	0.17
3900	16.2	0.9957	0.9158	0.19
5400	14.9	0.9644	0.9358	0.21

Tabelle C.2: Lineare Abhängigkeit der MTF-Parameter von der Radlast für reine Umfangskraft, $P = P_0 + P_1 \cdot F_z$.

Parameter	P_0	P_1
B	20.392	-0.001
D	1.0944	$-2.4342 \cdot 10^{-5}$
E	0.8626	$1.3579 \cdot 10^{-5}$
Schlupf bei F_{MAX}	0.1258	$1.5789 \cdot 10^{-5}$

Tabelle C.3: Reifenparameter des MTF-Modells für reine Seitenkräfte in Abhängigkeit der Radlast. $C=1.3$.

Radlast [N]	Parameter B	Parameter D	Parameter E	Schlupf bei F_{MAX}
4000	11.26	1.001	0.2758	0.28
5000	10.68	0.998	0.2904	0.3
6000	9.6393	0.9963	0.2016	0.31
7000	9.139	0.9942	0.2069	0.33

Tabelle C.4: Lineare Abhängigkeit der MTF-Parameter von der Radlast für reine Seitenkraft,
 $P = P_0 + P_1 \cdot F_z$.

Parameter	P_0	P_1
B	14.2355	$-7.35 \cdot 10^{-4}$
D	1.0095	$-2.21 \cdot 10^{-6}$
E	0.4062	$-2.955 \cdot 10^{-5}$
Schlupf bei F_{MAX}	0.217	$1.6 \cdot 10^{-5}$

Tabelle C.5: Reifenparameter des MTF-Modells für das Rückstellmoment in Abhängigkeit der Radlast und des Sturzes. $C=2.40$.

Radlast [N]	Sturz [rad]	Parameter B	Parameter D	Parameter E
4000	0	14.37	-0.006108	-0.9186
5000	0	13.55	-0.007617	-0.6324
6000	0	13.1	-0.008892	-0.784
7000	0	11.41	-0.01061	-1.087
4000	0.0349065	12.62	-0.006495	-0.3996
5000	0.0349065	12.46	-0.007995	-0.2983
6000	0.0349065	11.6	-0.009413	-0.5271
7000	0.0349065	10.5	-0.01102	-1.117
4000	0.069813	12.01	-0.006558	-0.4374
5000	0.069813	11.78	-0.008409	-0.3247
6000	0.069813	11.03	-0.01004	-0.4878
7000	0.069813	10.6	-0.01138	-0.5719

Tabelle C.6: Lineare Abhängigkeit der MTF-Parameter von der Radlast und vom Sturz für das Rückstellmoment, $P = P_0 + P_1 \cdot F_z + P_2 \cdot \gamma$.

Parameter	P_0	P_1	P_2
B	16.9143	-0.00071867	-25.0669
D	$9.3267 \cdot 10^{-5}$	$1.529 \cdot 10^{-6}$	-0.0113
E	-0.1711	$-1.2018 \cdot 10^{-4}$	5.7268

C.3 Reifenkennlinien

C.3.1 Magic Tyre Formula

tyre model: Pacejka Magic Formula

Plot Date: 11.03.02

lateral force F_y [N] for

- longitudinal slip = 0
- camber angle = 0

as a function of the lateral slip $\sigma-y$ [./.]
for different vertical forces F_z

- 1] = 4000.0 [N]
- 2] = 5333.3 [N]
- 3] = 6666.7 [N]
- 4] = 8000.0 [N]

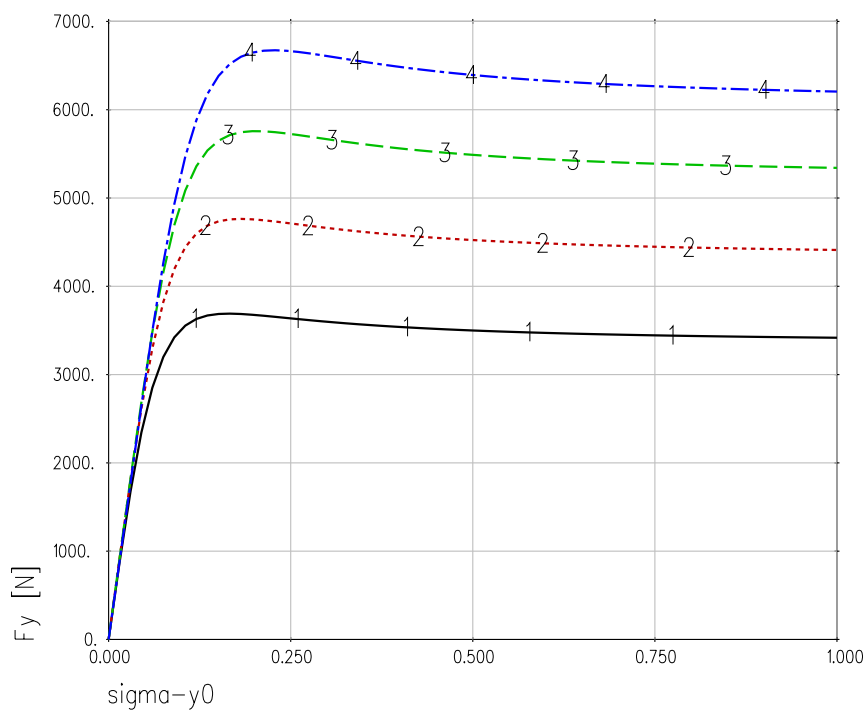


Bild C.1: Seitenkraft, Simpacksimulation mit MTF

tyre model: Pacejka Magic Formula

Plot Date: 11.03.02

longitudinal force F_x [N] for
 – camber angle = 0
 as a function of the longitudinal slip σ_{-x} [./.]
 for different vertical forces F_z

- 1] = 4000.0 [N]
- 2] = 5333.3 [N]
- 3] = 6666.7 [N]
- 4] = 8000.0 [N]

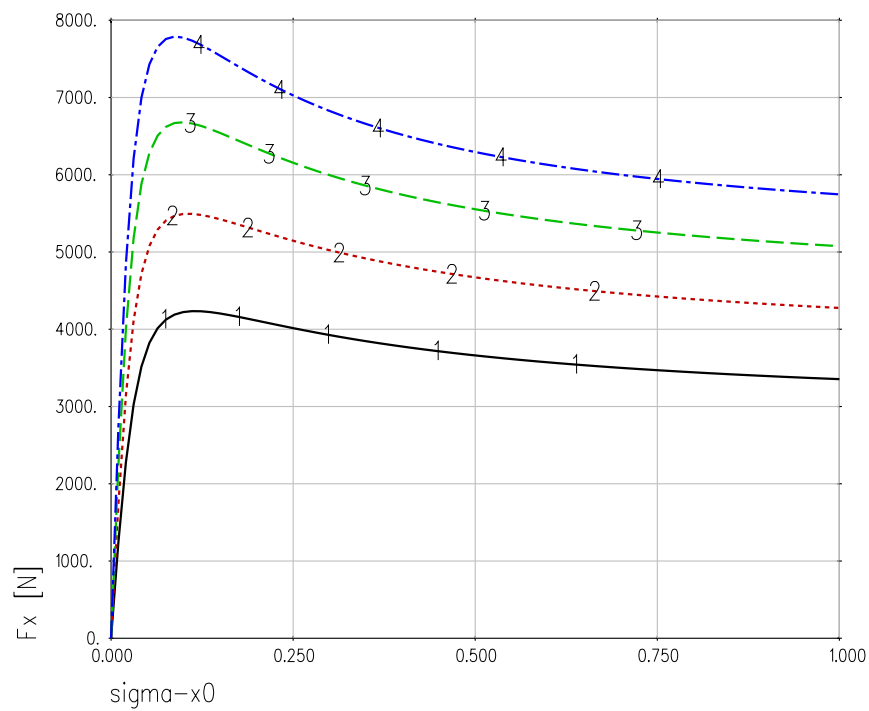


Bild C.2: Umfangskraft, Simpacksimulation mit MTF

tyre model: Pacejka Magic Formula

Plot Date: 11.03.02

self-aligning torque L_z [Nm] for

- longitudinal slip = 0
- camber angle = 0

as a function of the lateral slip $\sigma-y$ [./.]
for different vertical forces F_z

- 1] = 4000.0 [N]
- 2] = 5333.3 [N]
- 3] = 6666.7 [N]
- 4] = 8000.0 [N]

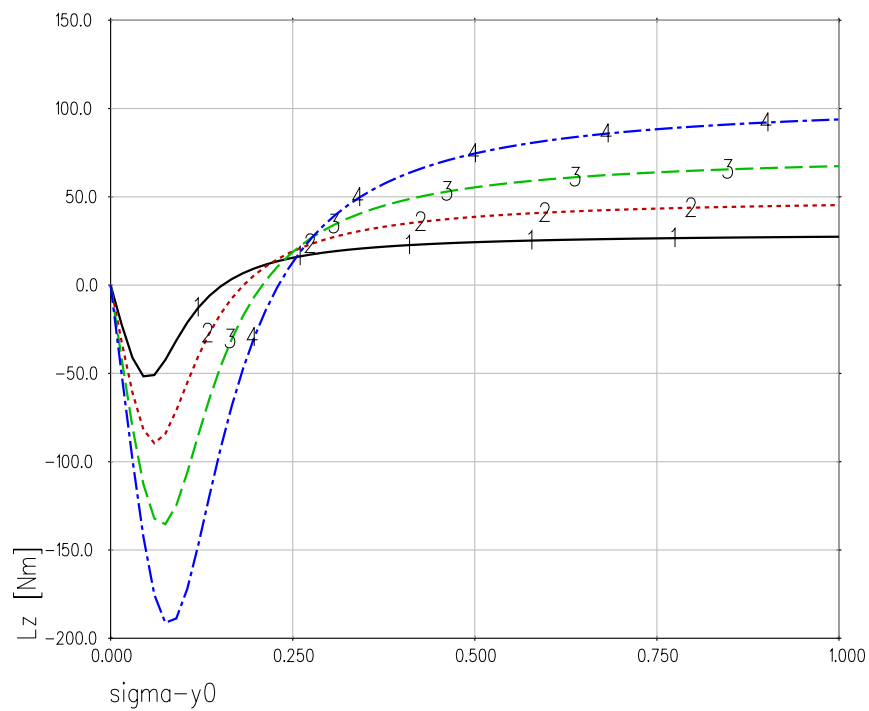


Bild C.3: Rückstellmoment, Simpacksimulation mit MTF

C.3.2 HSRI Reifenmodell

tyre model: HSRI-lyre

Plot Date: 11.03.02

lateral force F_y [N] for

- longitudinal slip = 0
- camber angle = 0

as a function of the lateral slip $\sigma-y$ [./.]
for different vertical forces F_z

- 1] = 4000.0 [N]
- 2] = 5333.3 [N]
- 3] = 6666.7 [N]
- 4] = 8000.0 [N]

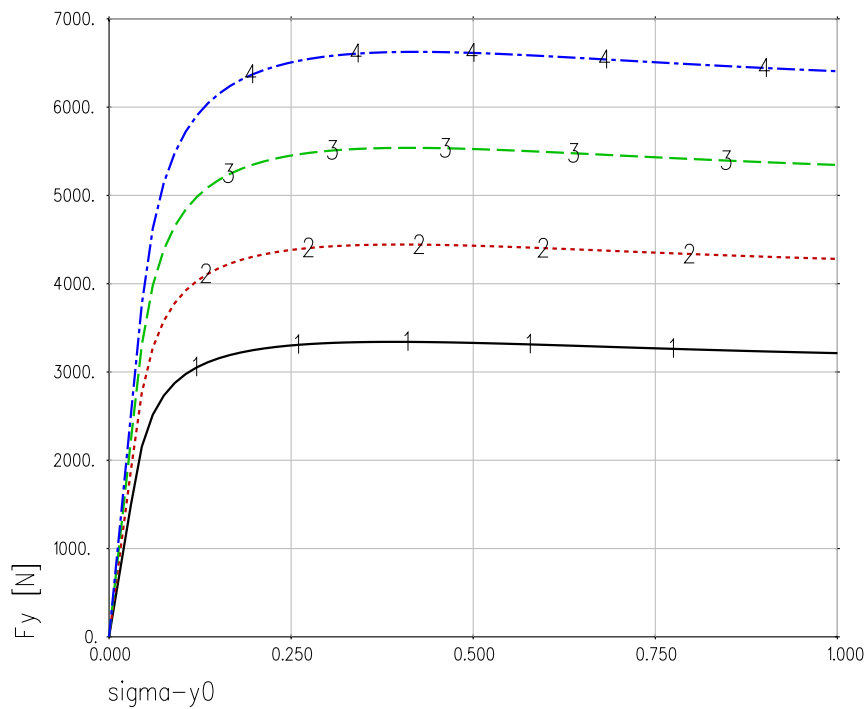


Bild C.4: Seitenkraft, Simpacksimulation mit HSRI

tyre model: HSRI-lyre

Plot Date: 11.03.02

longitudinal force F_x [N] for
– camber angle = 0

as a function of the longitudinal slip σ_x [./.]
for different vertical forces F_z

- 1] = 4000.0 [N]
- 2] = 5333.3 [N]
- 3] = 6666.7 [N]
- 4] = 8000.0 [N]

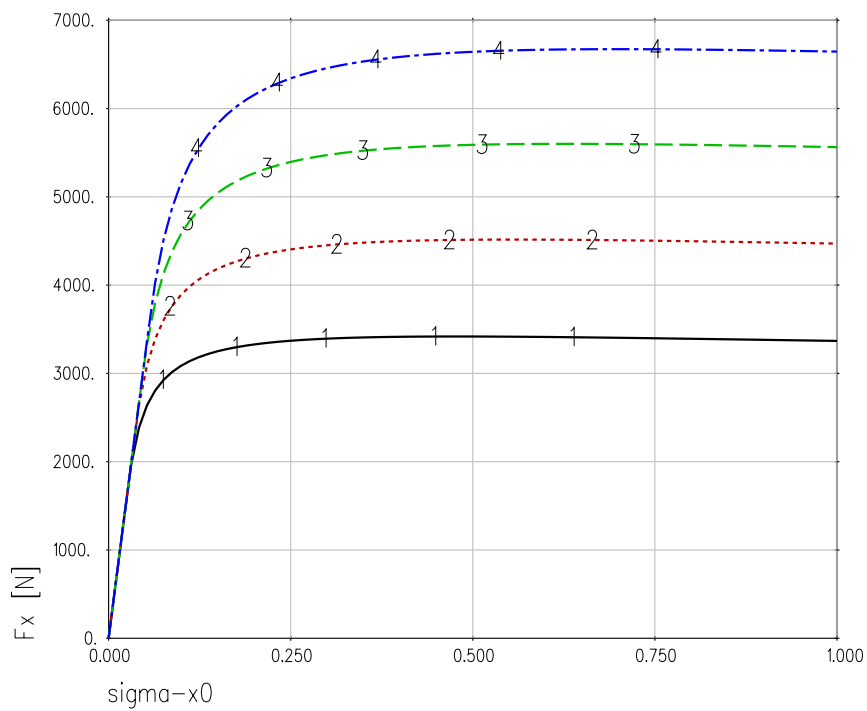


Bild C.5: Umfangskraft, Simpacksimulation mit HSRI

tyre model: HSRI-Iyre

Plot Date: 11.03.02

self-aligning torque L_z [Nm] for

- longitudinal slip = 0
- camber angle = 0

as a function of the lateral slip σ_{-y} [./.]
for different vertical forces F_z

- 1] = 4000.0 [N]
- 2] = 5333.3 [N]
- 3] = 6666.7 [N]
- 4] = 8000.0 [N]

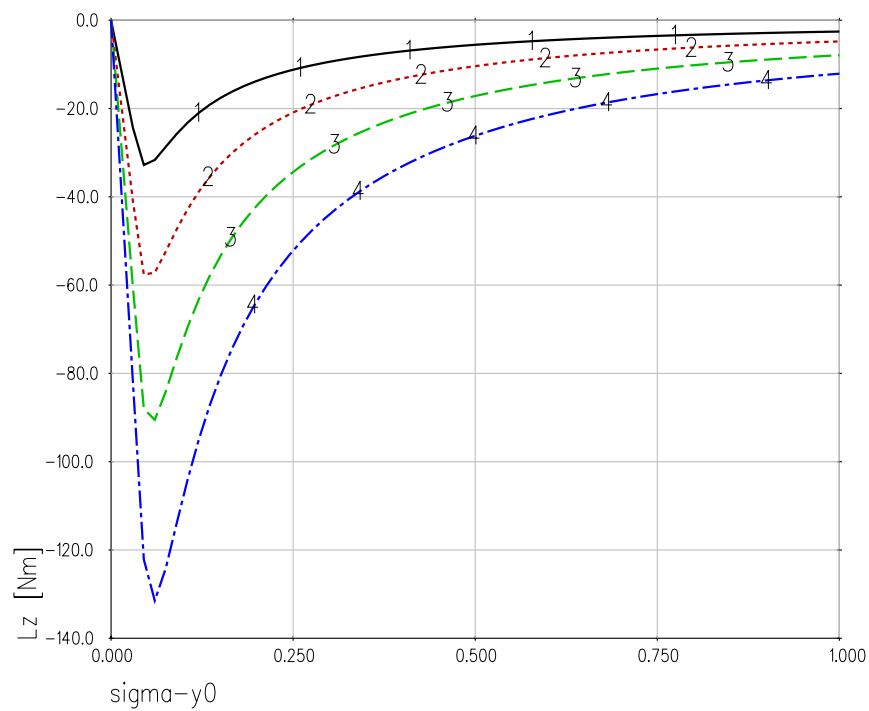


Bild C.6: Rückstellmoment, Simpacksimulation mit HSRI

D Quellcode C

D.1 Regler in Regelungsnormalform mit Begrenzungen

```

/*****
*   Auszug der Reglerimplementierung
*   Regler in RNF mit Begrenzungen
*****/
/* PDT-Control: K=0.7, T1=0.3, T2=0.05, T_Sample=0.01 */
/* a7...a0 and b7..b0 (coefficients of transferfunction) */
double A_Param[8]={ 1.0, -0.81873075307798, 0.0, 0.0,
0.0, 0.0, 0.0, 0.0 };
double B_Param[8]={ 4.2, -4.07311152715458, 0.0, 0.0,
0.0, 0.0, 0.0, 0.0 };

/* controller state variables */
double ControlRecord[8]={0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0};

void InitSteeringRate(void)
{
    char i;
    for (i=Order;i>=0;i--)
        ControlRecord[i]=0.0;
} /* end of initialization */

int SteeringRate(void)
{
    double Control=0.0;
    double NewRate=0.0; /* variable to sum up the new steering rate */
    char i;              /* count variable to index the recorded data */

```

```
/* shift controller states while no saturation */
if (!(NewRate > MaxRate) || (NewRate < -MaxRate))
{
    for (i=Order; i>0; i--)
        ControlRecord[i]=ControlRecord[i-1];
}
else;

/* feedback */
for (i=1; i<=Order; i++)
    Control+=(ControlRecord[i]*A_Param[i]);

/* controller state [0] */
ControlRecord[0]= (double)CurrDeviation/100000.0 - Control;

/* newrate */
for (i=0; i<=Order; i++)
    NewRate+=(ControlRecord[i]*B_Param[i]);

/* re-scale output from rad/s to 1/1000 deg/s: */
NewRate=- (NewRate*57295.77951);

/* externally limit steering rate: */
if (NewRate > MaxRate) NewRate= MaxRate; /* limit to upper boundary */
if (NewRate < -MaxRate) NewRate=-MaxRate; /* limit to lower boundary */

return (int)NewRate;
} /* end of control algorithm */
```

Literatur

- [1] *Control System Toolbox*. User's Guide. 1999. – The MathWorks Inc.
- [2] *Simulink – Dynamic System Simulation for MATLAB*. Using Simulink Version 3. 1999
- [3] ACKERMANN, Jürgen: Robust car steering by yaw rate feedback. In: *Proceeding of the 29th Conference on Decision and Control*. Honolulu, Hawaii, Dec 1990, S. 2033–2034
- [4] ACKERMANN, Jürgen: Robust Car Steering by Yaw Rate Feedback. In: *Control of uncertain dynamic systems*. San Antonio, Texas : CRC Press, 1991 (International Workshop of Robust Control), S. 125–139
- [5] AG, Volkswagen. *Volkswagen*. www.volkswagen.de
- [6] BAKKER, Egbert ; NYBORG, Lars ; PACEJKA, Hans-B.: Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies / Delft University of Technology. 1988 (SAE 870421). – Forschungsbericht
- [7] BALAS, Gary J. ; DOYLE, John C. ; GLOVER, Keith ; PACKARD, Andy ; SMITH, Roy: *μ -Analysis and Synthesis Toolbox*. User's Guide, Version 3. 1998. – MUSYN Inc. and The MathWorks Inc.
- [8] BEITZ, Wolfgang (Hrsg.) ; KÜTTNER, Karl-Heinz (Hrsg.): *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*. 18. Berlin : Springer Verlag, 1995
- [9] BÜNTE, Tilman: Beiträge zur robusten Lenkregelung von Personenkraftwagen / DLR Oberpfaffenhofen. 1998 (Nr. 366). – VDI Fortschrittsbericht, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- [10] BURCKHARDT, Manfred: *Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme*. 1. Würzburg : Vogel, 1993
- [11] BUS, DAF. *DAF Bus SB 220*. members.tripod.com/~dafbus/sb220.htm. 1999
- [12] CHEN, C. ; TAN, H.-S.: Steering Control of High Speed Vehicles: Dynamic Look Ahead and Yaw Rate Feedback. In: *Proceedings of the 37th IEEE Conference on Decision and Control*. Tampa, Florida USA, 12 1998, S. 1025–1030
- [13] DARENBERG, Wolfgang: Automatische Spurführung von Kraftfahrzeugen. In: *Automobil-Industrie* 2 (1987), S. 155–159

- [14] DEPPERMAN, Karl H.: Fahrversuche und Berechnungen zum Geradeauslauf von Personenkraftwagen / TU Braunschweig. 1989 (Nr. 133). – VDI Fortschrittsbericht, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- [15] DOYLE, John C. ; GLOVER, Keith ; KHARGONEKAR, Pramod P. ; FRANCIS, Bruce A.: State-Space Solutions to Standard H_2 and H_∞ Control Problems. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 34 (1989), Nr. 8
- [16] DYMANIMCS, Mechanical. *ADAMS*. www.adams.com
- [17] EUROTUNNEL. *STTS vehicles in the service tunnel*. www.eurotunnel.co.uk. 2001
- [18] FENG, K.T. ; TAN, H.-S.: Automatic Steering Control of Vehicle Lateral Motion with the Effect of Roll Dynamics. In: *Proceeding of the 1998 American Control Conference, ACC*, June 1998, S. 2248–2252
- [19] FÜHRER, Claus: *Differential-algebraische Gleichungssysteme in mechanischen Mehrkörpersystemen. Theorie, numerische Ansätze und Anwendungen*, Technische Universität München, Dissertation, 1988
- [20] FÖLLINGER, Otto: *Regelungstechnik*. 8. Hüthig, 1994
- [21] FRANKLIN, Gene F. ; POWELL, J. D. ; WORKMAN, Michael L.: *Digital Control of Dynamic Systems*. 2. Addison-Wesley, 1990
- [22] HALFMANN, Christoph: Adaptive semiphysikalische Echtzeitsimulation der Kraftfahrzeugdynamik im bewegten Fahrzeug / TH Darmstadt. 2001 (Nr. 467). – VDI Fortschrittsbericht, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- [23] HALFMANN, Christoph ; HOLZMANN, Henning ; SCHWARZ, Ralf ; WÜRTENBERGER, Michael: Identifikation der Wankdynamik eines Kraftfahrzeugs mit Parameterschätzung und Neuronalen Netzen. In: *Automatisierungstechnik* 9 (1998), Nr. 46, S. 420–425
- [24] IEEE Decision & Control (Veranst.): *Study of Design Directions for Lateral Vehicle Control*. San Diego, California USA, 12 1997
- [25] IFAC (Veranst.): *Grey Box Identification of Vehicle Dynamics*. Copenhagen, 1994 . – 1187–1192 S
- [26] INTEC. *SIMPACK version 8.011*. 1999
- [27] ISERMANN, Rolf: *Identifikation dynamischer System 1*. 2. Berlin : Springer, 1992
- [28] JOCKUSCH, W. ; DEMSSIE, K. ; OLBRICH, K.: Begleitende Untersuchungen zum Demonstrationsbetrieb „Elektronische Spurführung“ in Fürth / TU Hamburg. Hamburg, 1986. – Forschungsbericht. Schlussbericht
- [29] J.P. MAURICE, P.W.A. Z. ; PACEJKA, H.B.: The Influence of Belt Dynamics on Cornering and Braking Properties of Tyres. In: *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* Supplement 28 (1998), S. 299–311. – Swets & Zeitlinger
- [30] KOFAHL, R.: Verfahren zur Vermeidung numerischer Fehler bei Parameterschätzverfahren. In: *Automatisierungstechnik* 34 (1986), Nr. 11

- [31] KREUZER, Edwin: Symbolische Berechnung der Bewegungsgleichungen von Mehrkörpersystemen. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI-Verlag, Reihe 11, 1979 (32). – Forschungsbericht
- [32] L. PALKOVISC, M. El-Gindy ; PACEJKA, H.B.: Modelling of the cornering characteristic of tyres on an uneven road surface: a dynamic version of the 'Neuro-Tyre'. In: *Int. J. of Vehicle Design* 15 (1994), Nr. 1/2, S. 189–215
- [33] LAERMANN, Franz J.: Seitenführungsverhalten von Kraftfahrzeugreifen bei schnellen Radlaständerungen / TU Braunschweig. 1986 (Nr. 73). – VDI Fortschrittsbericht, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- [34] LJUNG, Lennart: *System Identification Toolbox*. User's Guide. 1997. – The MathWorks Inc.
- [35] LJUNG, Lennart: *System Identification*. 2. Prentice Hall PTR, 1999
- [36] LUTZ, Holger ; WENDT, Wolfgang: *Taschenbuch der Regelungstechnik*. Harri Deutsch, 1998
- [37] MANN, Heinz ; SCHIFFELGEN, Horst ; FRORIEP, Rainer: *Einführung in die Regelungstechnik*. 8. München–Wien : Carl Hanser Verlag, 2000
- [38] MAURICE, J.P. ; BERZERI, M. ; PACEJKA, H.B.: Pragmatic Tyre Model for Short Wavelength Side Slip Variations. In: *Vehicle System Dynamics* (1999), Nr. 31, S. 65–94. – Swets & Zeitlinger
- [39] MITSCHKE, Manfred: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Bd. A: Antrieb und Bremsung. 2. Springer-Verlag, 1982
- [40] MITSCHKE, Manfred: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Bd. B: Schwingungen. 2. Springer-Verlag, 1984
- [41] MITSCHKE, Manfred: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Bd. C: Fahrverhalten. 2. Springer-Verlag, 1990
- [42] MÜLLER, Kai: *Ein Entwurfsverfahren für selbsteinstellende robuste Regelungen*, TU Braunschweig, Dissertation, 1991
- [43] MÜLLER, Kai: *Entwurf robuster Regelungen*. Teubner, 1996
- [44] MOMIYAMA, Fujio ; KITAZAWA, Keiichi ; MIYAZAKI, Kiyooki ; SOMA, Hitoshi ; TAKAHASHI, Toshimichi: Gravity center height estimation for the rollover compensation system of commercial vehicles. In: *JSAE Review* 20 (1999), Nr. 4, S. 493–497
- [45] OTTO, H.: *Lastwechselreaktionen von PKW bei Kurvenfahrt*, TU Braunschweig, Dissertation, 1987
- [46] PACEJKA, Hans B. ; BAKKER, Egbert: The Magic Formula Tyre Model. In: *Vehicle System Dynamics* (1993), Nr. Supplement 21
- [47] PACEJKA, H.B. ; BESSELINK, I.J.M.: Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. In: *Vehicle System Dynamics* (1997), Nr. Supplement 27, S. 234–249

- [48] PAPAGEORGIOU, Markos: *Optimierung : statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. 2., erw. und verb. Aufl. Oldenbourg, 1996
- [49] POPP, Karl ; SCHIEHLEN, Werner: *Fahrzeugdynamik*. Teubner, 1993
- [50] RAISCH, J.: *Mehrgrößenregelung im Frequenzbereich*. Oldenbourg, 1994
- [51] REIMPELL, Jörn (Hrsg.): *Fahrwerktechnik: Grundlagen*. 3. Vogel, 1995
- [52] RICHTER, Bernd: *Schwerpunkte der Fahrzeugdynamik*. TÜV Rheinland, 1990
- [53] ROBERSON, Robert ; SCHWERTASSEK, Richard: *Dynamics of multibody systems*. Berlin : Springer Verlag, 1988
- [54] ROPPENECKER, Günter: Fahrzeugdynamik: Grundlagen der Modellierung und Regelung. In: *Automatisierungstechnik* 42 (1994), 10, S. 429–441
- [55] SCHIEHLEN, Werner: *Technische Dynamik*. Stuttgart : Teubner Verlag, 1986
- [56] SCHLIPPE, B. ; DIETRIC, R.: Zur Mechanik des Luftreifens / Zentrale für wissenschaftliches Berichtswesen der Luftfahrtforschung. Berlin, 1942. – Forschungsbericht
- [57] SCHNELLE, Klaus-Peter: Simulationsmodelle für die Fahrdynamik von Personenwagen unter Berücksichtigung der nichtlinearen Fahrwerkskinematik / Universität Stuttgart. 1990 (Nr. 146). – VDI Fortschrittsbericht, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- [58] SCHWERTASSEK, Richard ; WALLRAPP, Oskar: *Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme*. Braunschweig/ Wiesbaden : Vieweg, 1999
- [59] SÖHNITZ, Ina: Querregelung eines autonomen Strassenfahrzeugs / TU Braunschweig. 2000. – VDI Fortschrittsbericht, Reihe 8: Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
- [60] SIMON, Andreas ; SÖHNITZ, Ina ; BECKER, Jan ; SCHUMACHER, Walter: Navigation and Control of an Autonomous Vehicle. In: *9th IFAC Symposium on Control in Transportation Systems* IFAC, 6 2000
- [61] TAN, Han-Shue ; GULDNER, Jürgen ; PATWARDHAN, Satyajit ; CHEN, Chieh ; BOUGLER, Benedicte: Development of an Automated Steering Vehicle Based on Roadway Magnets – A Case Study of Mechatronic System Design. In: *IEEE/ASME Transaction on Mechatronics* 4 (1999), September, Nr. 3, S. 258–272
- [62] UFFELMANN, Friedrich: *Berechnung des Lenk- und Bremsverhaltens von Kraftfahrzeugen auf rutschiger Fahrbahn*, TU Braunschweig, Dissertation, 1980
- [63] UNBEHAUEN, Heinz: *Regelungstechnik II*. 7. Vieweg, 1997
- [64] UNBEHAUEN, Heinz: *Regelungstechnik III*. 6. Vieweg, 2000
- [65] VIKAS, Athanasios: Über Fuzzy-Logic in der Fahrzeug-Querdynamik / TU Berlin. 1994 (Nr. 232). – VDI Fortschrittsbericht, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- [66] WIENAND, Frank: Robuste Regelung nichtlinearer Prozesse nach der μ -Analyse und -Synthese / RWTH Aachen. 1997 (Nr. 629). – Fortschritt-Bericht VDI, Reihe 8: Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik

- [67] WILLUMEIT, H.-P. ; NECULAU, M. ; VIKAS, A. ; WÖHLER, A.: Mathematical models for the computation of vehicle dynamic behavior during development. In: *Total vehicle dynamics* Bd. 1. London : IMechE, Juli 1992, S. 41–48
- [68] WILLUMEIT, Hans-Peter: *Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugdynamik*. Teubner, 1998
- [69] WÜRTEMBERGER, Michael: Modellgestützte Verfahren zur Überwachung des Fahrzeugzustands eines PKW / TH Darmstadt. 1997 (Nr. 314). – VDI Fortschrittsbericht, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- [70] YOUNG, Peter: *Recursive Estimation and Time-Series Analysis*. Springer Verlag, 1984
- [71] ZAMOW, J.: Beitrag zur Identifizierung unbekannter Parameter für fahrdynamische Simulationsmodelle. 1994 (Nr. 217). – VDI Fortschrittsbericht, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- [72] ZEGELAAR, P.W.A. ; PACEJKA, H.B.: The In-Plane Dynamics of Tyres on Uneven Roads. In: *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* Supplement 25 (1996), S. 714–730. – Swets & Zeitlinger
- [73] ZHOU, Kemin ; DOYLE, John C. ; GLOVER, Keith: *Robust and Optimal Control*. Prentice Hall, 1996
- [74] ZIMDAHL, Walter: *Regelungstechnische Probleme bei dem leitkabelgeführten Kraftfahrzeug*, TH Darmstadt, Dissertation, 1971
- [75] ZOMOTOR, Adam: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. 2. Vogel Buchverlag, 1991